

П. Г. Ремизков  
В. Ф. Фролов  
О. М. Флисюк

# МЕТОДЫ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ И АППАРАТОВ ХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ (ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ)

ХИМ  
ИЗДАТЕЛЬСТВО

УДК 66.02(076.1)

Р 001

*Издание выпущено при поддержке  
Комитета по печати и взаимо-  
действию со средствами массовой  
информации Санкт-Петербурга*

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н. А. Марцулевич

**Романков П. Г., Фролов В. Ф., Флисюк О. М.**

Р 691

**Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи): Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., испр. – СПб.: ХИМИЗДАТ, 2009. – 544 с., ил. ISBN 978-5-93808-165-9**

Задачи и примеры составлены на основе многолетнего опыта преподавания курса и выдержавшего десять изданий учебного пособия К. Ф. Павлова, П. Г. Романкова, А. А. Носкова "Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии". В книгу включены разделы: основы гидравлики, гидромеханика неоднородных систем, теплопередача, выпаривание и кристаллизация, основы массопередачи и абсорбция, перегонка и ректификация, экстрагирование, адсорбция и термическая сушка. В начале каждой главы приведены основные расчетные формулы, затем даны примеры решения типовых задач; главы заканчиваются контрольными задачами. В конце некоторых глав содержатся развернутые примеры и индивидуальные задания.

Для студентов высших учебных заведений и факультетов химико-технологических и машиностроительных специальностей.

Р 2802000000-001  
050(01)-09 Без объявл.

**ББК 6П7.1**

ISBN 978-5-93808-165-9

© П. Г. Романков, В. Ф. Фролов,  
О. М. Флисюк, 1993

© ХИМИЗДАТ, 2009

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебное пособие соответствует программе курса "Основные процессы и аппараты химической технологии", который является основной дисциплиной общетехнического цикла отечественного химико-технологического образования. Специфика инженерных дисциплин состоит в значительном удельном весе практических занятий по расчетной части курса.

В каждой из девяти глав учебное пособие содержит основные расчетные зависимости, за которыми следуют примеры решения типовых задач; далее приводятся аналогичного типа контрольные задачи с числовыми ответами. Основные главы включают развернутые примеры более объемных расчетов, которые могут быть использованы в качестве пособия к курсовым заданиям. В конце некоторых глав приведены примеры индивидуальных заданий, которые используются в учебном процессе на кафедре процессов и аппаратов Санкт-Петербургского технологического института. Приложения к пособию содержат значительный объем справочных данных, достаточный для решения всех приведенных в книге примеров и задач.

Пособие создавалось по инициативе чл.-корр. АН СССР, профессора П. Г. Романкова на базе широко известного и выдержавшего десять изданий на русском и переведенного на многие языки учебного пособия К. Ф. Павлова, П. Г. Романкова и А. А. Носкова "Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии".

Материал, представленный в пособии, в целом соответствует новому учебнику Ю. И. Дытнерского "Процессы и аппараты химической технологии".

В "Методах расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи)" в одну главу объединен материал по основам гидродинамики и по насосам, вентиляторам и компрессорам. Незначительная часть примеров и задач по получению и использованию низких температур завершает главу по теплопередаче. Главы 1, 3 и 5 содержат примеры и задачи, относящиеся непосредственно к законам сохранения и переноса количества движения, теплоты и массы, а в главах 1 и 3 – связанные с нахождением технико-экономического оптимума.

При решении задач полезно иметь в виду, что приведенные в пособии критериальные расчетные соотношения для определения коэффициентов переноса импульса, теплоты и массы яв-

ляются лишь наиболее часто используемыми в отечественной расчетной практике, но не представляют собой единственно возможные способы обобщения экспериментальных данных по интенсивности вязкого трения, а также по интенсивности тепло- и массопередачи. В литературе имеются и несколько иные виды корреляций для приблизительно тех же условий проведения того или иного процесса. Кроме того, точность такого рода критериальных соотношений, как правило, не превышает 10–15 %, поэтому и точность расчетов с использованием этих формул не должна быть избыточной; так, использование лишь трех значащих цифр (считая слева) вполне обеспечивает точность, превышающую указанные 10–15 %. Студентам полезно также помнить, что в пределах каждой из глав используются свои традиционные обозначения, вследствие чего различные величины в отдельных главах могут обозначаться одним и тем же символом. Поэтому при использовании каждой формулы необходимо внимательно ознакомиться с обозначениями, принятыми для данной формулы, а также с областью ее возможного применения.

В настоящее время затруднительно фиксировать на сколько-нибудь длительное время цены на оборудование и энергоносители. Поэтому численные расчеты капитальных, эксплуатационных и приведенных затрат, содержащиеся в пособии, следует рассматривать как иллюстрации к методам расчетов, которые, в отличие от цен, носят общий характер. Приблизительно аналогична ситуация и со стандартами на оборудование. По этой причине ссылки на ГОСТы также следует рассматривать как прием, преследующий методические цели.

При использовании табличных данных значения искомых величин при промежуточных (относительно указанных в таблице) значениях параметров (температур, давлений, концентраций и т. п.) следует использовать обычное правило линейной интерполяции.

В настоящем издании в начало каждой из глав добавлены описания физической сущности процессов. В финальные части глав добавлены решенные примеры типовых задач и контрольные задачи, по объему соответствующие задачам, которые студенты получают на двухчасовой контрольной работе.

Авторы надеются, что настоящее издание, как и популярное пособие наших общих учителей, не только послужит успехам студентов, но и окажется полезным инженерам химико-технологического профиля.



# ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ

Перемещение текучих сред – газов, паров, капельных жидкостей или их смесей – происходит при наличии разности давлений. Движение текучих сред (жидкостей) требует затрат энергии на их подъем, на создание статического давления, на придание жидкости кинетической энергии (обратимые слагаемые общих затрат), а также затрат на работу потока на преодоление сил трения, возникающих между слоями вязкой жидкости, при взаимодействии потока со стенками трубопровода и в вихрях, образующихся в местах изменения вектора скорости потока (повороты, расширения, запорная и регулирующая арматура и т. п.). Энергия, затрачиваемая на работу против сил трения, необратимо рассеивается в форме теплоты.

Основной задачей прикладной гидравлики является определение гидравлических сопротивлений и затрат энергии при перемещении вязких сред в трубопроводах и технологических аппаратах.

Величина удельных (на единицу объема или массы) затрат энергии существенно зависит от скорости движения потока, возрастаая приблизительно пропорционально квадрату скорости (для турбулентного режима течения), от вязкости перемещаемой жидкости, ее плотности и от шероховатости внутренней поверхности трубопроводов и аппаратов. Необходимая для перемещения текучих веществ внешняя мощность увеличивается пропорционально расходу перемещаемой текучей среды.

Численные значения физических свойств даже чистых веществ заметно изменяются в зависимости от их температуры (например, вязкости капельных жидкостей) и давления (плотности газов и паров), что приходится учитывать с помощью соответствующих справочных данных или пересчетных формул. Сложнее находить значения физических свойств многочисленных смесей газов, паров, капельных жидкостей, растворов и т. п. Ниже представлены некоторые расчетные соотношения для вычисления такого рода свойств смесей.

Зависимость необходимой для перемещения вещества потока разности давлений (работы на перемещение одного кубометра вещества) от величины расхода через систему трубопроводов и аппаратов называют характеристикой гидравлической сети (соотношение (1.26)).

Разности давлений (напоры), под действием которых перемещаются потоки текучих сред (жидкостей), создаются насосами

(для капельных жидкостей), вентиляторами, газодувками и компрессорами (для газов и паров).

Существуют в основном два типа таких устройств. В объемных насосах, газодувках и компрессорах (рис. 1.8) избыточное давление создается за счет принудительного механического уменьшения рабочего объема цилиндрической или иной формы, в котором сжимается перемещаемая среда. В центробежных устройствах (рис. 1.10) сжатие среды происходит за счет центробежной силы инерции, возникающей при придании перемещаемой среде быстрого вращательного движения вместе с рабочим колесом. При этом всасывание среды происходит по оси вращения колеса, а нагнетание – с его периферии.

В зависимости от принципа действия нагнетательного устройства они имеют различные характеристики (рис. 1.9, 1.11), то есть зависимости создаваемых ими разностей давлений от величин расхода вещества потока.

Совместное рассмотрение (обычно графическое) характеристик нагнетательного устройства и гидравлической сети позволяет определить значение расхода, которое может обеспечить через конкретную гидравлическую сеть данное нагнетательное устройство (рис. 1.9); одновременно находятся значения затрачиваемой мощности и коэффициента полезного действия при передаче энергии от электрической сети к веществу перемещаемого потока.

## ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Плотность  $\rho$  газа или пара при абсолютной температуре  $T$  (в К) и давлении  $p$  (для давлений, не превышающих сотни атмосфер) с достаточной точностью может находиться по уравнению состояния идеального газа:

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0}{T} \frac{p}{p_0} = \frac{M}{22,4} \frac{T_0}{T} \frac{p}{p_0}, \quad (1.1)$$

где  $\rho_0 = M/22,4$  кг/м<sup>3</sup> – плотность газа (пара) при нормальных условиях ( $T_0 = 273$  К = 0 °С и  $p_0 = 760$  мм рт. ст. =  $1,013 \cdot 10^5$  Па);  $M$  – молярная масса газа, кг/кмоль;  $T = 273 + t$  – температура, К;  $t$  – температура, °С; 22,4 м<sup>3</sup>/кмоль – объем, занимаемый одним киломолем газа (пара) при нормальных условиях.

Плотность смеси газов (паров) определяется по правилу аддитивности:

$$\rho_{\text{см}} = \sum_i \rho_i y_i, \quad (1.2)$$

где  $\rho_i$  и  $y_i$  – плотность и объемная (молярная) доля  $i$ -го компонента.

2. Плотность смеси капельных жидкостей приближенно рассчитывается по правилу аддитивности их объемов:

$$1/\rho_{см} = \sum_i \bar{x}_i / \rho_i, \quad (1.3)$$

где  $\bar{x}_i$ ,  $\rho_i$  – массовая доля и плотность  $i$ -го жидкого компонента.

Аналогично может быть рассчитана плотность суспензии:  $1/\rho_{сусп} = \bar{x}/\rho_t + (1 - \bar{x})/\rho_{ж}$ , где  $\bar{x}$  – массовая доля твердой фазы,  $\rho_t$  и  $\rho_{ж}$  – плотности твердой и жидкой фаз.

3. Давление столба (слоя) жидкости (газа или пара) высотой (толщиной)  $h$  в поле силы тяжести:

$$p = \rho gh, \quad (1.4)$$

где  $p$  – гидростатическое давление, Па;  $\rho$  – постоянная по высоте  $h$  плотность жидкости (газа или пара), кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup> (на уровне моря  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>);  $h$  – высота (толщина слоя, отсчитываемая от его верхнего уровня), м.

Из уравнения (1.4) следует: одна физическая атмосфера 1 атм = 760 мм рт. ст. =  $\rho gh = 13\,600 \cdot 9,81 \cdot 0,760 = 101,3 \cdot 10^3$  Па =  $10,33 \cdot 10^3$  кгс/м<sup>2</sup> (мм вод. ст.) = 1,033 кгс/см<sup>2</sup>. Одна техническая атмосфера 1 ат = 1 кгс/см<sup>2</sup> =  $10^4$  кгс/м<sup>2</sup> (мм вод. ст.) =  $9,81 \cdot 10^4$  Па = 735 мм рт. ст.

4. Основное уравнение гидростатики определяет давление  $p$  (в Па) на глубине  $h$  (в м) от поверхности капельной жидкости:

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (1.5)$$

где  $p_0$  – давление на уровне поверхности жидкости, Па.

5. Динамическая вязкость (вязкость)  $\mu$  является свойством текучей среды и определяется уравнением вязкого трения

$$\sigma_{тр} = \mu (\partial w / \partial n)$$

как касательное напряжение трения  $\sigma_{тр}$ , Н/м<sup>2</sup>, между соседними слоями жидкости (или между жидкостью и стенкой) при единичном значении градиента скорости  $\partial w / \partial n$ , (м/с)/м, в направлении  $n$ , м, нормальном к вектору скорости  $w$ , м/с.

Величина  $\mu$  для капельных жидкостей является экспериментально определяемой величиной и в значительной степени зависит от температуры (см. Приложение, рис. III).

Значения коэффициентов динамической вязкости газов приведены в виде номограммы на рис. IV.

Для газовых (паровых) смесей может быть использована приближенная формула аддитивности:

$$M_{\text{см}} / \mu_{\text{см}} = \sum_i y_i M_i / \mu_i, \quad (1.6)$$

где  $M_{\text{см}}, M_i, \mu_{\text{см}}, \mu_i$  — молярные массы и вязкости смеси и  $i$ -го компонента;  $y_i$  — объемная (молярная) доля  $i$ -го компонента.

Для коксового, генераторного и подобных им газов может быть использовано также следующее эмпирическое соотношение:

$$\mu_{\text{см}} = \sum_i (\mu_i y_i \sqrt{M_i T_{\text{кр},i}}) / \sum_i (y_i \sqrt{M_i T_{\text{кр},i}}), \quad (1.7)$$

где  $T_{\text{кр},i}$  — критическая температура  $i$ -го компонента, К (табл. IV).

Зависимость вязкости газов от температуры  $T$  (в К) выражается формулой Сазерленда:

$$\mu = \mu_0 \frac{273 + C}{T + C} \left( \frac{T}{273} \right)^{3/2}, \quad (1.8)$$

где  $\mu_0$  — вязкость газа при 0 °С;  $C$  — постоянная (табл. IV).

6. Для смеси нормальных (неассоциированных) жидкостей значение вязкости  $\mu_{\text{см}}$  может быть вычислено по формуле:

$$\lg \mu_{\text{см}} = \sum_i x_i \lg \mu_i, \quad (1.9)$$

где  $x_i$  и  $\mu_i$  — молярная доля и вязкость  $i$ -го компонента.

Вязкость смеси нормальных жидкостей может быть рассчитана также через объемные доли компонентов  $x_{v,i}$ :

$$\frac{1}{\mu_{\text{см}}} = \sum_i \frac{x_{v,i}}{\mu_i}. \quad (1.10)$$

Вязкость суспензий  $\mu_{\text{сусп}}$  может быть рассчитана по корреляционным формулам:

при  $\varphi_r < 0,1$

$$\mu_{\text{сусп}} = \mu_{\text{ж}} (1 + 2,5\varphi_r), \quad (1.11)$$

при  $0,1 < \varphi_r < 0,3$

$$\mu_{\text{сусп}} = \mu_{\text{ж}} \cdot 0,59 / (0,77 - \varphi_r)^2, \quad (1.12)$$

где  $\varphi_r$  — объемная доля дисперсной твердой фазы;  $\mu_{\text{ж}}$  — вязкость жидкости.

Для жидкостей, имеющих близкие значения вязкости, может быть использовано эмпирическое правило линейности:

$$\frac{t_{\mu_1} - t_{\mu_2}}{\Theta_{\mu_1} - \Theta_{\mu_2}} = \text{const}, \quad (1.13)$$

где  $t_{\mu_1}$  и  $t_{\mu_2}$  — значения температур жидкости, при которых она имеет вязкости  $\mu_1$  и  $\mu_2$ ;  $\Theta_{\mu_1}$  и  $\Theta_{\mu_2}$  — значения температур эталонной жидкости, при которых ее вязкости равны соответствующим значениям вязкости жидкости  $\mu_1$  и  $\mu_2$ .

Результаты расчетов по правилу линейности (1.13) оказываются более надежными для близких по свойствам жидкостей (раствор соли — растворитель, предельные углеводороды — гептан и т. п.).

7. Различные формы записи уравнения расхода представляют собой закон сохранения массы вещества потока.

Массовый расход потока  $M_c$  (в кг/с):

$$M_c = V_c \rho = w f \rho, \quad (1.14)$$

где  $V_c$  — объемный расход потока, м<sup>3</sup>/с;  $\rho$  — плотность вещества потока, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  — скорость, усредненная по поперечному сечению  $f$  (в м<sup>2</sup>) потока, м/с.

Уравнение неразрывности для несжимаемой ( $\rho = \text{const}$ ) жидкости, проходящей по трубопроводу переменного сечения:

$$V_c = w_1 f_1 = w_2 f_2 = \dots = \text{const}. \quad (1.15)$$

Диаметр трубопровода круглого сечения:

$$d = \sqrt{V_c / \left( \frac{\pi}{4} w \right)}. \quad (1.16)$$

Ориентировочные значения скоростей, принимаемых для технологических трубопроводов, приведены ниже:

Поток	$w$ , м/с
Газы при естественной тяге и близком к атмосферному давлению	2–4
Газы при напорном движении и близком к атмосферному давлению	5–20
Капельные жидкости при движении самотеком	0,1–0,5
Капельные жидкости при напорном движении	0,5–2,5
Водяной пар при абсолютном давлении:	
менее $4,9 \cdot 10^4$ Па (0,5 кгс/см <sup>2</sup> )	40–60
более $4,9 \cdot 10^4$ Па (0,5 кгс/см <sup>2</sup> )	15–40

При скоростях выше указанных затраты энергии (п. 15, 16) на создание значительных скоростей потока оказываются слишком значительными; при меньших скоростях неоправданно большими оказываются необходимые диаметры, а значит, и стоимость трубопроводов.

8. Критерии гидродинамического подобия представляют меру отношения сил, действующих в потоке вязкой жидкости.

Критерий (число) Рейнольдса — мера отношения сил инерции и вязкого трения:

$$Re = wd_p \rho / \mu = wd_p / \nu, \quad (1.17)$$

где  $w$  – средняя по сечению канала скорость потока, м/с;  $d_p$  – эквивалентный диаметр трубопровода, м;  $\rho$  и  $\mu$  – плотность и динамическая вязкость вещества потока, кг/м<sup>3</sup> и Па·с;  $\nu = \mu / \rho$  – кинематическая вязкость вещества, м<sup>2</sup>/с;  $d_p = 4f / \Pi$  – эквивалентный диаметр трубопровода, м;  $f$  – площадь поперечного сечения потока, м<sup>2</sup>;  $\Pi$  – смоченный периметр трубопровода (канала), м.

Значение критерия Рейнольдса определяет гидродинамический режим движения потока.

Для потоков в прямых трубопроводах:

$Re < 2300$  – ламинарный (слоистый) режим течения;

$Re > 10\,000$  – турбулентный (вихревой) режим;

$Re = 2300$ – $10\,000$  – переходный режим.

Для потоков, проходящих по трубам, изогнутым в виде змеевика диаметром  $D$ , критическое значение  $Re_{кр}$ , при котором поток перестает быть ламинарным, больше, чем критическое значение для прямых труб:  $Re_{кр} = 2300 + 5000(1 - e^{-63d/D})$ .

Критерий Фруда – мера отношения сил инерции и тяжести:

$$Fr = w^2 / (gd_s), \quad (1.18)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Критерий Эйлера – мера отношения сил разности статических давлений и инерции:

$$Eu = \Delta p / (\rho w^2), \quad (1.19)$$

где  $\Delta p$  – разность статических давлений, Па.

Критерий Галилея  $Ga = gl^3 / \nu^2$  – мера отношения произведения сил тяжести и инерции к квадрату силы трения; производ-

ный от  $Ga$  критерий Архимеда  $Ar = \frac{gl^3}{\nu^2} \frac{\Delta \rho}{\rho}$  – мера отношения произведения сил инерции и архимедовой выталкивающей силы к квадрату силы трения, где  $l$  – определяющий размер, м;  $\Delta \rho$  – разность плотностей, имеющаяся в системе, кг/м<sup>3</sup>.

9. Уравнение Бернулли для потока идеальной ( $\mu = 0$ ) жидкости

$$\frac{\rho_1 w_1^2}{2} + p_1 + \rho_1 g z_1 = \frac{\rho_2 w_2^2}{2} + p_2 + \rho_2 g z_2 \quad (1.20)$$

соответствует сохранению суммарной удельной механической энергии потока, состоящей из кинетической энергии движения, а также статических энергий сжатия и подъема соответственно, Дж/м<sup>3</sup>. Отдельные составляющие механической энергии потока идеаль-

ной жидкости могут изменяться лишь за счет соответствующего изменения других составляющих.

Для потока вязкой жидкости часть его суммарной механической энергии теряется, рассеиваясь в форме теплоты:

$$\left( \frac{\rho w^2}{2} + p + \rho g z \right)_1 = \left( \frac{\rho w^2}{2} + p + \rho g z \right)_2 = \Delta p_{\text{пот}}. \quad (1.20a)$$

В уравнениях (1.20) и (1.20a)  $z$  – высота подъема потока, м;  $p$  – статическое давление (объемная энергия сжатия вещества потока), Па = Н/м<sup>2</sup> = Дж/м<sup>3</sup>;  $\Delta p_{\text{пот}}$  – потери части механической энергии (в Дж/м<sup>3</sup>) при прохождении потоком участка трубопровода между сечениями 1 и 2.

10. Зависимость между средней скоростью  $w$  и максимальной скоростью  $w_m$  на оси трубопровода при ламинарном режиме ( $Re < 2300$ ) постоянна:  $w = w_m/2$ ; при  $Re > 2300$  эта зависимость является функцией критерия  $Re_x = w_m d_a / \nu$  (рис. 1.1). В большинстве случаев при развитом турбулентном режиме можно принимать  $w = (0,8 - 0,9)w_m$ .

11. Постоянный во времени объемный расход жидкости  $V_c$  (в м<sup>3</sup>/с), вытекающей через малое отверстие площадью  $f_0$  (в м<sup>2</sup>) в дне или в стенке сосуда при постоянном уровне  $H$  (в м) жидкости над центром отверстия:

$$V_c = \alpha_0 f_0 \sqrt{2gH}, \quad (1.21)$$

где  $\alpha_0$  – коэффициент расхода для отверстия;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

При разных значениях давлений над поверхностью жидкости ( $p_1$ , Па) и в пространстве, куда вытекает струя ( $p_2$ , Па), в формуле (1.21) к величине  $H$  добавляется слагаемое  $(p_1 - p_2)/(\rho g)$ .

12. Время  $\tau$  (в с), в течение которого уровень жидкости в открытом сосуде постоянного по высоте поперечного сечения  $f$  (в м<sup>2</sup>) опустится от начальной высоты  $H_0$  (в м) до уровня отверстия площадью  $f_0$  (в м<sup>2</sup>):

$$\tau = 2f \sqrt{H_0 / 2g} / (\alpha_0 f_0), \quad (1.22)$$

где  $\alpha_0$  – коэффициент расхода отверстия.

13. Объемный расход  $V_c$  (в м<sup>3</sup>/с) потока, измеряемый с помощью нормальной диафрагмы и подклю-

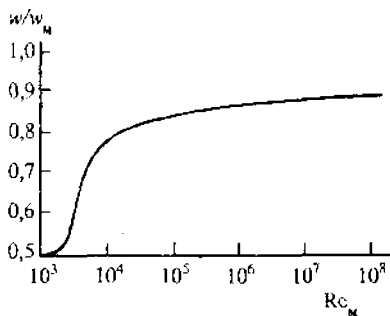


Рис. 1.1. Зависимость отношения средней скорости потока к максимальной от критерия Рейнольдса

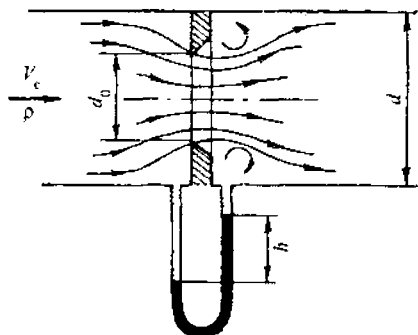
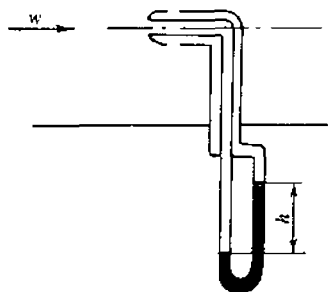


Рис. 1.2. Схема измерения расхода с помощью диафрагмы и дифференциального манометра

Рис. 1.3. Скоростная трубка (Пито – Прандтля)



ченного к ней дифференциального манометра (рис. 1.2):

$$V_c = \alpha f_0 \sqrt{2g \frac{\rho_m - \rho}{\rho} h}, \quad (1.23)$$

где  $\alpha$  – коэффициент расхода нормальной диафрагмы, определяемый с помощью табл. XI (в общем случае методом последовательных приближений);  $f_0 = \pi d_0^2/4$  – площадь отверстия диафрагмы, м<sup>2</sup>;  $d_0$  – диаметр отверстия диафрагмы, м;  $\rho_m$  и  $\rho$  – плотности манометрической жидкости и вещества потока, кг/м<sup>3</sup>;  $h$  – разность уровней манометрической жидкости в дифманометре, м.

14. Значение локальной скорости в потоке каплевой жидкости или газа рассчитывается по показаниям дифференциального манометра, подключенного к скоростной трубке Пито – Прандтля (рис. 1.3):

$$w = \sqrt{2g \frac{\rho_m - \rho}{\rho} h}. \quad (1.24)$$

Для определения расхода потока скоростная трубка устанавливается на оси трубопровода и по формуле (1.24) вычисляется значение  $Re_m = w_m d_s / \nu$ . Затем по рис. 1.1 находится значение средней скорости  $w$  и по уравнению (1.14) – искомое значение расхода.

15. Мощность  $N$  (в кВт), потребляемая электродвигателем насоса или вентилятора при создании в гидравлической сети расхода  $V_c$  (в м<sup>3</sup>/с), рассчитывается по формуле:

$$N = \frac{\Delta p V_c}{10^3 \eta} = \frac{\rho g H V_c}{10^3 \eta}, \quad (1.25)$$



где  $\Delta p$  – общая разность давлений (объемная энергия потока, Дж/м<sup>3</sup>), необходимая для обеспечения расхода  $V_c$ , развиваемая насосом (вентилятором) и передаваемая им потоку (расчет  $\Delta p$  производится по формуле (1.26)), Па;  $H$  – напор, создаваемый насосом (вентилятором) и соответствующий величине  $\Delta p$ , м;  $\eta = \eta_n \eta_{\text{л}} \eta_d$  – общий коэффициент полезного действия (КПД) насосной (вентиляторной) установки;  $\eta_n$ ,  $\eta_{\text{л}}$ ,  $\eta_d$  – КПД соответственно насоса, привода и электродвигателя.

Для газовых потоков формула (1.25) справедлива лишь при относительно небольших сжатиях  $\Delta p < 9,81 \cdot 10^3$  Па (0,1 кгс/см<sup>2</sup>). При более существенных сжатиях газов (паров) используются термодинамические соотношения – см. п. 31.

16. Общая разность давлений (объемная энергия)  $\Delta p$  (в Па = Н/м<sup>2</sup> = Дж/м<sup>3</sup>), необходимая для создания расхода  $V_c$ , состоит из отдельных слагаемых:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{сж}} + \Delta p_{\text{тр}} + \sum_i \Delta p_{\text{м.с.},i} + \Delta p_{\text{под}} + \Delta p_{\text{доп}}, \quad (1.26)$$

где  $\Delta p_{\text{сж}} = \rho w^2/2$  – разность давлений, затрачиваемая на придание потоку кинетической энергии движения (значение скорости здесь берется на выходе потока из гидравлической сети);  $\Delta p_{\text{тр}}$  – разность давлений, затрачиваемая на преодоление сопротивления трения (см. п. 17);  $\sum_i \Delta p_{\text{м.с.},i}$  – сум-

ма разностей давлений, затрачиваемая на преодоление местных сопротивлений гидравлической сети (см. п. 19);  $\Delta p_{\text{под}} = \rho g h_{\text{сод}}$  – затрата энергии на подъем вещества потока плотностью  $\rho$  на высоту  $h_{\text{пол}}$ ;  $\Delta p_{\text{доп}} = p_2 - p_1$  – затрата энергии на преодоление возможной разности статических давлений в пространствах нагнетания ( $p_2$ ) и всасывания ( $p_1$ ).

17. Потери давления на преодоление сил трения в прямых трубопроводах.

А. Изотермические потоки.

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_s} \rho \frac{w^2}{2}, \quad (1.27)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения, зависящий от режима течения потока и от шероховатости стенки трубопровода (см. рис. 1.4);  $d_s$  – эквивалентный диаметр (см. п. 8), м;  $L$  – длина трубопровода, м;  $\rho$  и  $w$  – плотность жидкости (газа или пара) и скорость потока, кг/м<sup>3</sup> и м/с.

Значение коэффициента трения  $\lambda$  может быть определено также по приведенным ниже формулам.

1) *Ламинарный режим течения* ( $Re < 2300$ ).

Коэффициент  $\lambda$  здесь не зависит от степени шероховатости стенок трубопровода

$$\lambda = A/Re, \quad (1.28)$$

где коэффициент  $A = 64$  для труб круглого сечения; для трубопроводов некруглого поперечного сечения значения  $A$  см. табл. X.

Для труб круглого сечения при ламинарном потоке формула (1.27) принимает вид

$$\Delta p_{\text{тр}} = 32 \mu w L / d^2, \quad (1.29)$$

где  $\mu$  — вязкость вещества потока, Па · с.

## 2) Турбулентный режим течения ( $Re > 2300$ ).

а) для трубопроводов, шероховатостью стенок которых практически можно пренебречь (цветные металлы, стекло, пластмассы)

$$\begin{aligned} \lambda &= 0,316 / Re^{0,25} \quad \text{при } Re < 10^5; \\ \lambda &= (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2} \quad \text{при } Re > 10^5. \end{aligned} \quad (1.30)$$

б) для шероховатых трубопроводов (стальные, чугунные, цементные) может быть использована аппроксимационная формула

$$1/\sqrt{\lambda} = -21 \lg [\varepsilon / 3,7 + (6,81 / Re)^{0,9}], \quad (1.31)$$

где  $\varepsilon = e/d_a$  — относительная шероховатость стенки трубопровода;  $e$  — средняя высота шероховатостей стенки, м (табл. VIII);  $d_a$  — эквивалентный диаметр трубопровода, м.

В автомодельной области (правее пунктирной кривой на рис. 1.4) последнее слагаемое в формуле (1.31) не учитывается.

## Б. Неизотермический поток.

При нагреве (охлаждении) потока его температура изменяется вдоль направления движения, а средние значения температур потока и стенки трубопровода различны. В таких случаях при расчетах коэффициента трения  $\lambda$  правые части формул (1.27) и (1.29) умножаются на поправочный коэффициент  $\kappa$ , значение которого для ламинарного режима ( $Re < 2300$ ) определяют по формуле:

$$\kappa = [1 + 0,22 (Gr Pr / Re)^{0,15}] (Pr_w / Pr)^{1/3}, \quad (1.32)$$

где значения критериев подобия Грасгофа ( $Gr = g d_a^3 \beta \Delta t / \nu^2$ ), Прандтля ( $Pr = \nu / a$ ) и Рейнольдса (см. п. 11, 12 гл. 3) вычисляются при средней температуре потока, а критерия  $Pr_w$  — при температуре стенки трубопровода (для газов  $Pr / Pr_w \approx 1$ );  $\nu, a$  — кинематическая вязкость и температуропроводность вещества потока,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\beta$  — температурный коэффициент объемного расширения вещества потока,  $\text{K}^{-1}$ ;  $\Delta t$  — абсолютное значение разности температур потока и стенки,  $\text{K} (^\circ\text{C})$ . Для турбулентного режима выражение в квадратных скобках принимается равным единице.

18. При вычислении потерь на трение в непрерывно изогнутой трубе (змеевике) значение  $\Delta p_{\text{тр}}$ , определенное для прямой трубы, умножается на дополнительный коэффициент:

$$\Delta p_{\text{тр,зм}} = (1 + 3,54 d / D) \Delta p_{\text{тр}}, \quad (1.33)$$

где  $d$  и  $D$  — внутренний диаметр трубы и диаметр витка змеевика.

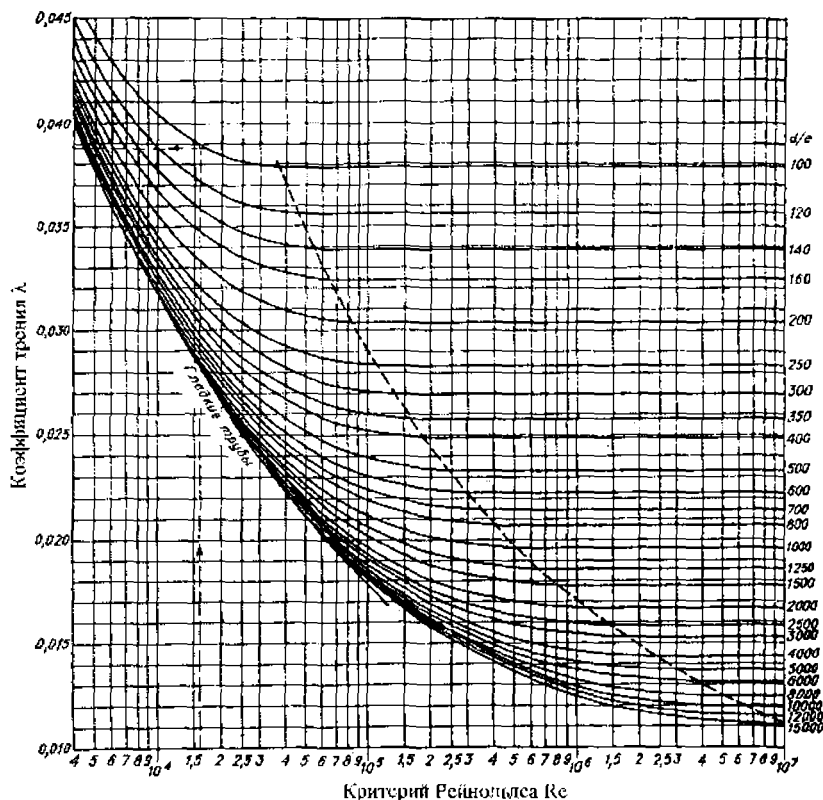


Рис. 1.4. Зависимость коэффициента трения  $\lambda$  от критерия Рейнольдса  $Re$  и относительной шероховатости канала:

$d$  – эквивалентный диаметр канала;  $e$  – средняя высота выступов шероховатости на внутренней поверхности канала

19. Потеря давления (объемной энергии) при прохождении местных сопротивлений (повороты, расширения, сужения, вентили, краны, задвижки, диафрагмы) вызывается интенсивным вихреобразованием при изменении вектора скорости потока (по величине или направлению). Расчет общих потерь  $\Delta p_{м.с.}$  может проводиться через экспериментально определяемые значения коэффициентов  $\zeta$  местных сопротивлений (см. табл. IX) путем суммирования потерь на всех имеющихся в гидравлической сети последовательно расположенных местных сопротивлений:

$$\Delta p_{м.с.} = \sum_i \zeta_i \rho w_i^2 / 2, \quad (1.34)$$

где скорость потока  $w_i$  может быть различной для каждого  $i$ -го сопротивления.

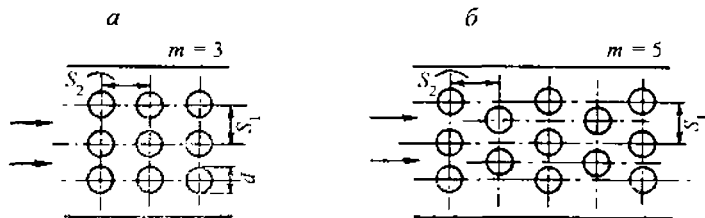


Рис. 1.5. Коридорное (а) и шахматное (б) расположение труб в пучке

Иногда потери энергии на местные сопротивления формально представляют как потери на трение трубопровода, имеющего некоторую эквивалентную длину  $L_э$ :  $\Delta p_{м.с} = \lambda \frac{L_э}{d} \rho w^2$ .

20. Потери давления (энергии потока) при поперечном обтекании рядов труб (рис. 1.5) могут быть определены по корреляционным соотношениям.

Коридорное расположение труб:

$$Eu = b(3 + 4,5m)(s_1/d)^{-0,28} Re^{-0,28}. \quad (1.35)$$

Шахматное расположение труб:

при  $s_1/d < s_2/d$

$$Eu = b(2 + 3,3m) Re^{-0,28}; \quad (1.36)$$

при  $s_1/d > s_2/d$

$$Eu = b(2,7 + 1,7m) Re^{-0,28}. \quad (1.37)$$

В формулах (1.35)–(1.37)  $Eu = \Delta p / \rho w^2$  и  $Re = w d \rho / \mu$  – критерии Эйлера и Рейнольдса, в которых скорость потока  $w$  (в м/с) берется по узкому месту в пучке (между соседними трубами),  $d$  – наружный диаметр труб, м;  $\Delta p$  – потеря давления при прохождении числа  $m$  рядов труб в направлении потока, Па;  $s_1$  и  $s_2$  – поперечный и продольный шаги расположения труб в пучке, м;  $b$  – коэффициент, учитывающий угол между осью трубы и общим направлением потока (угол атаки (рис. 3.2)):

φ, град	90	80	70	60	50	40	30	10
$b$	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

21. Потери давления (удельной энергии, Дж/м³) вследствие гидравлического сопротивления в кожухотрубчатых теплообменниках различны для потоков в трубном и в межтрубном пространствах (см. рис. 3.3).

Для трубного пространства теплообменного аппарата, а также для межтрубного пространства без поперечных перегородок (рис. 1.20, 1.21):

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d_s} \frac{\rho w^2}{2} n_x + \sum_i \zeta_i \frac{\rho w_i^2}{2}, \quad (1.38)$$

где  $L$  — длина трубок теплообменника, м;  $n_x$  — число ходов по трубному (или по межтрубному) пространству (для межтрубного пространства кожухотрубчатого теплообменника обычно  $n_x = 1$ ; для теплообменника типа "труба в трубе" (рис. 1.16) одинаково для обоих пространств).

Значения коэффициентов местных сопротивлений для кожухотрубчатых теплообменников:

### Трубное пространство

Вход в первую камеру и выход из второй камеры  $\zeta = 1,5$  при одинаковой скорости теплоносителя во входном и выходном штуцерах. Поворот на  $180^\circ$  между ходами или секциями  $\zeta = 2,5$  при значениях скоростей в трубках и штуцерах соответственно. Вход в теплообменные трубки и выход из них (для каждого хода  $\zeta = 1,0$  при скорости в теплообменных трубках).

### Межтрубное пространство

Вход в межтрубное пространство или выход из него  $\zeta = 1,5$  при скорости в штуцерах. Поворот на  $90^\circ$  после входа или перед выходом  $\zeta = 1,0$  при скорости в межтрубном пространстве.

Для межтрубного пространства, имеющего поперечные перегородки с сегментным вырезом для прохода потока (рис. 3.3), используется эмпирическая формула

$$\zeta = 3m / \text{Re}^{0.2}, \quad (1.39)$$

где  $m$  — число рядов труб в направлении движения потока;  $\text{Re} = wd\rho/\mu$ ;  $w$  — действительная скорость потока в вырезе перегородки, м/с;  $d$  — наружный диаметр труб, м.

Скорость в вырезе перегородки находится по уравнению расхода  $w = V_c / S_{\text{мтр}}$ , где  $V_c$  — объемный расход потока, м<sup>3</sup>/с;  $S_{\text{мтр}}$  — сечение для прохождения потока в узком месте выреза перегородки, м<sup>2</sup> — обычно приводится в нормальных на теплообменные аппараты.

Число рядов труб  $m$  приближенно находится через общее число  $n$  труб кожухотрубчатого теплообменника  $m = \sqrt{n/3}$ .

Общая потеря давления при прохождении потока по межтрубному пространству кожухотрубчатого теплообменника

$$\Delta p_{\text{мтр}} = \left[ \frac{3m(n_n + 1)}{\text{Re}^{0.2}} + \zeta_n n_n \right] \frac{\rho w^2}{2} + 2\zeta \frac{\rho w_{\text{шт}}^2}{2}, \quad (1.40)$$

где  $n_n$  — число поперечных перегородок (приводится в нормальных на теплообменники);  $\zeta_n = 1,5$  — коэффициент сопротивления поворота потока в вырезе перегородки;  $\zeta = 1,5$  — суммарный коэффициент сопротивления выхода и входа в штуцеры;  $w_{\text{шт}}$  — скорость в штуцерах, м/с.

22. Потери давления (энергии), возникающие при прохождении потока газа (пара) через слой скрубберной насадки (см. рис. 5.1), пропорциональны высоте  $H$  (в м) слоя насадки:

$$\Delta p = \lambda \frac{H}{d_s} \frac{\rho w_d^2}{2}, \quad (1.41)$$

где  $\lambda$  – эффективный коэффициент трения при прохождении газа в зазорах между элементами насадки (например, из колец Рашига);  $d_s = 4\varepsilon/\sigma$  – эквивалентный диаметр каналов в слое насадки, м;  $\varepsilon$  – порозность (объемная доля пустот) слоя насадки, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $\sigma$  – удельная поверхность насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $w_d = w/\varepsilon$  – действительная скорость газа в зазорах между элементами насадки, м/с;  $w$  – скорость газа (фиктивная), отнесенная к свободному сечению аппарата, где насадка отсутствует, м/с.

Для неупорядоченных слоев насадки из колец Рашига:

$$\begin{aligned} \lambda &= 140/Re \quad \text{при } Re < 40, \\ \lambda &= 16/Re^{0.2} \quad \text{при } Re > 40, \end{aligned} \quad (1.42)$$

где  $Re = w_d d_s \rho / \mu = 4w\rho/(\sigma\mu)$ .

Расчет гидравлического сопротивления насадок, орошаемых капельными жидкостями, представлен в специальной литературе.

23. Потери давления, связанные с гидравлическим сопротивлением, оказываемым потоку газа (пара) при прохождении им барботажной тарелки массообменного колонного аппарата, складываются из потерь на сухой тарелке ( $\Delta p_{\text{тар}}$ ), потерь, вызываемых силами поверхностного натяжения жидкости ( $\Delta p_\sigma$ ), и потерь, связанных с прохождением потока через слой жидкости на тарелке ( $\Delta p_{\text{ж}}$ ):

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тар}} + \Delta p_\sigma + \Delta p_{\text{ж}}. \quad (1.43)$$

В соотношении (1.43)

$$\Delta p_{\text{тар}} = \zeta \rho w_0^2 / 2, \quad (1.44)$$

где  $w_0$  – скорость газа (пара) в прорезях колпачка или в отверстиях ситчатой тарелки, м/с;  $\rho$  – плотность газа (пара), кг/м<sup>3</sup>;  $\zeta$  – коэффициент сопротивления сухой тарелки (для колпачковых тарелок  $\zeta = 4,5-5,0$ ; для ситчатых тарелок со свободным сечением отверстий 7–10 %  $\zeta = 1,82$  и со свободным сечением отверстий 10–25 %  $\zeta = 1,45$ ; для решетчатых провальных тарелок  $\zeta = 1,4-1,5$ );

$$\Delta p_\sigma = 4\sigma_{\text{ж}}/d_s, \quad (1.45)$$

где  $\sigma_{\text{ж}}$  – поверхностное натяжение жидкой фазы, Н/м;  $d_s = 4f/\Pi$  – эквивалентный диаметр отверстий, через которые газ (пар) входит в слой жидкости, м (для колпачковых тарелок  $f$  – сечение прорези колпачка, м;  $\Pi$  – периметр прорези, м); для ситчатых провальных тарелок  $d_s$  равен диаметру отверстия тарелки, а для решетчатых провальных тарелок – удвоенной ширине щели.

Рис. 1.6. Колпачковая тарелка

Потери давления при прохождении слоя жидкости  $\Delta p_{ж}$ :

а) на колпачковой тарелке

$$\Delta p_{ж} = 1,3k_1\rho_{ж}g(l + e/2 + \Delta h), \quad (1.46)$$

где  $k_1$  — относительная плотность газожидкостного слоя, принимаемая при расчетах приблизительно  $k_1 = 0,5$ ;  $\rho_{ж}$  — плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $l$  — расстояние от верхнего края прорезей до уровня сливного порога, м (рис. 1.6);  $e$  — высота прорези, м;  $\Delta h$  — высота уровня жидкости над уровнем сливного порога, м.

б) на ситчатой тарелке

$$\Delta p_{ж} = 1,3k_1\rho_{ж}g(h_n + \Delta h), \quad (1.47)$$

где  $h_n$  — высота сливного порога, м;  $\Delta h = [V_{с.ж}/(1,85 k_1 P_{с.п})]^{2/3}$ ,  $V_{с.ж}$  — объемный расход жидкости,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $P_{с.п}$  — периметр слива, м; как и выше,  $k_1 \approx 0,5$ ; 1,85 — эмпирически полученный размерный коэффициент.

24. Полный напор, развиваемый насосом (рис. 1.7), определяется на основе закона сохранения энергии (уравнения Бернулли)

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_r + h_n = \frac{p_n - p_{вс}}{\rho g} + H_0 + \frac{w_n^2 - w_{вс}^2}{2g}, \quad (1.48)$$

где  $H$  — полный напор, развиваемый насосом и выражаемый в метрах столба перекачиваемой жидкости;  $p_2$  и  $p_1$  — статические давления в пространствах нагнетания и всасывания, Па;  $\rho$  — плотность перекачиваемой жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $H_r$  — геометрическая высота подъема жидкости, м;  $h_n$  — напор, затрачиваемый на создание скорости потока и на преодоление сил трения на протяженных участках и на всех местных сопротивлениях во всасывающей и нагнетательной линиях, м;  $p_n$ ,  $p_{вс}$  — статические давления на выходе из насоса и на входе жидкости в насос, Па;  $H_0$  — вертикальное расстояние между точками измерения давлений  $p_n$  и  $p_{вс}$ , м;  $w_n$ ,  $w_{вс}$  — скорости жидкости в нагнетательном и во всасывающем трубопроводах, м/с.

Скорости  $w_n$  и  $w_{вс}$  часто одинаковы, а высота  $H_0 \ll H_r$ , тогда

$$H = (p_n - p_{вс}) / \rho g. \quad (1.49)$$

Мощность, потребляемая электродвигателем насоса, рассчитывается по формуле (1.25). С запасом на возможные перегрузки двигатель обычно устанавливается несколько большей

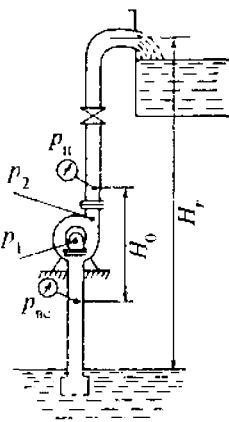
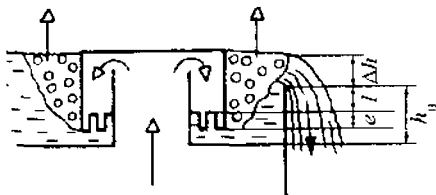


Рис. 1.7. Схема установки центробежного насоса

мощности  $N_{\text{уст}} = \beta N$ . Значения коэффициента запаса мощности  $\beta$  зависят от значений  $N$ :

$$N < 1 \text{ кВт} \quad \beta = 2,0 \div 1,5; \quad N = 1 \div 5 \text{ кВт} \quad \beta = 1,5 \div 1,2;$$

$$N = 5 \div 50 \text{ кВт} \quad \beta = 1,2 \div 1,1; \quad N > 50 \text{ кВт} \quad \beta = 1,1.$$

25. Производительность поршневого (плунжерного) насоса  $V_c$  (в  $\text{м}^3/\text{с}$ ):

а) простого действия и с дифференциальным поршнем (плунжером)

$$V_c = F s n \eta_v; \quad (1.50)$$

б) двойного действия

$$V_c = (2F - f) s n \eta_v, \quad (1.51)$$

где  $F, f$  – площади поперечного сечения поршня (плунжера) и штока,  $\text{м}^2$ ;  $s$  – ход поршня,  $\text{м}$ ;  $n$  – частота вращения привода – частота двойных ходов поршня,  $\text{с}^{-1}$ ;  $\eta_v$  – коэффициент подачи насоса.

26. Теоретическая высота всасывания поршневого насоса  $H_{\text{вс}}$  (в  $\text{м}$ ) не может превышать высоту напора  $A$  (в  $\text{м}$ ) столба перекачиваемой жидкости, соответствующую атмосферному давлению (рис. 1.8):

$$H_{\text{вс}} = A - h_t - \sum h_{\text{вс}}, \quad (1.52)$$

где  $h_t$  – напор, соответствующий давлению насыщенного пара всасываемой жидкости при температуре  $t$ ,  $\text{м}$ ;  $\sum h_{\text{вс}}$  – потери высоты всасывания, включающие затрату на сообщение потоку кинетической энергии пульсационного движения, а также на работу против сил трения, в том числе и при прохождении местных сопротивлений на всасывающей линии,  $\text{м}$ . С увеличением частоты движения поршня (плунжера) объемного насоса (частоты вращения двигателя) величина  $\sum h_{\text{вс}}$  возрастает, так как увеличиваются инерционные потери пульсационно перемещающегося столба всасываемой жидкости.

Величина  $A$  зависит от высоты установки насоса над уровнем моря (табл. XIV); в случае всасывания воды на уровне моря  $A = 10,3 \text{ м}$  и, следовательно, для воды  $H_{\text{вс}} < 10,3 \text{ м}$ .

Значение  $h_t$  быстро возрастает с увеличением температуры жидкости и для воды может быть определено по таблицам насыщенного водяного пара (табл. XXXIV и LI).

Для практических расчетов высоты всасывания при перекачивании воды поршневыми (плунжерными) насосами можно пользоваться данными табл. XV.

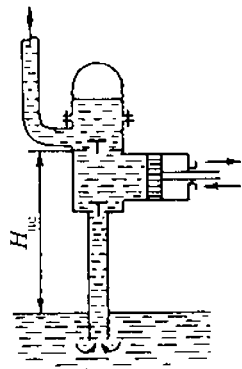
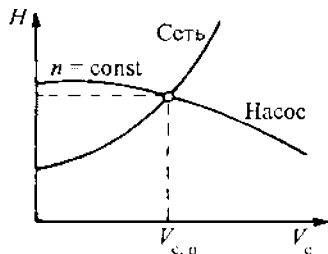


Рис. 1.8. Схема установки поршневого насоса



Рис. 1.9. Напорная характеристика центробежного насоса (при  $n = \text{const}$ ) и характеристика сети



27. Развиваемые центробежным насосом значения напора и производительности при фиксированных частотах вращения связаны так называемой характеристикой насоса (рис. 1.9), которая обычно рассматривается совместно с характеристикой гидравлической сети.

Характеристикой сети называют зависимость напора (или разности статических давлений), которую необходимо иметь на входе в сеть и выходе из нее, чтобы обеспечить в этой сети то или иное значение расхода. Уравнением характеристики сети может служить соотношение (1.26), если в нем от скорости потока перейти к объемному расходу.

Пересечение напорной характеристики насоса с характеристикой сети определяет положение так называемой рабочей точки, т. е. значение расхода, которое насос обеспечивает при работе его на данную сеть. По положению рабочей точки графически находятся значения необходимой мощности насоса и КПД его работы на гидравлическую сеть.

28. При изменении в небольшом диапазоне числа оборотов  $n$  рабочего колеса центробежного насоса происходящие изменения расходов, развиваемого напора и потребляемой мощности могут быть определены по следующим соотношениям пропорциональности:

$$\frac{V_{c1}}{V_{c2}} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (1.53)$$

Высота всасывания центробежного насоса определяется по формуле (1.52) с добавлением в правую часть отрицательного слагаемого, учитывающего потери высоты всасывания вследствие эффекта кавитации  $h_k = 0,00125(V_c n^2)^{2/3}$ , где  $V_c$ , м<sup>3</sup>/с;  $n$ , мин<sup>-1</sup>; 0,00125 – эмпирический размерный коэффициент.

29. Разность давлений, создаваемая вентилятором при подаче газа (рис. 1.10), находится из уравнения баланса энергии (уравнение Бернулли):

$$\Delta p = (p_2 - p_1) + (\Delta p_{\text{вс}} + \Delta p_{\text{н}}) + \frac{\rho \omega^2}{2} = \left( p_{\text{н}} + \frac{\rho \omega_{\text{н}}^2}{2} \right) - \left( p_{\text{вс}} + \frac{\rho \omega_{\text{вс}}^2}{2} \right), \quad (1.54)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  – статические давления в пространствах, откуда забирается и куда подается газ, Па;  $\Delta p_{\text{вс}}$ ,  $\Delta p_{\text{н}}$  – потери давления во всасывающей и на-

нагнетательных линиях, Па;  $w$  – скорость газа в месте выхода из сети, м/с;  $p_{ac}$ ,  $p_n$  – статические давления во всасывающем и нагнетательном патрубках вентилятора, Па;  $w_{ac}$ ,  $w_n$  – скорости газа во всасывающем и нагнетательном патрубках, м/с;  $\rho$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>. Уравнение (1.54) идентично уравнению (1.49) для насосов.

Если плотность подаваемого вентилятором газа заметно отличается от плотности окружающего воздуха, то к правой части формулы (1.54) добавляется удельная энергия, связанная с подъемной архимедовой силой  $\Delta p_{\text{пол}} = (\rho - \rho_v)gz$ , где  $\rho_v$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $z$  – разность высот точек забора и подачи газа, м.

Мощность  $N$  (в кВт), потребляемая при работе вентилятора, определяется формулой (1.25).

**30.** Характеристики центробежных вентиляторов аналогичны характеристикам центробежных насосов и также связывают развиваемые вентилятором полные напоры и объемные расходы при различных частотах вращения рабочего колеса (рис. 1.11).

При изменении числа оборотов в не слишком значительных пределах для центробежных вентиляторов справедливы соотношения пропорциональности (1.53).

**31.** Теоретическая работа адиабатического (без внешнего теплообмена), изэнтропического (без тепловыделения за счет необратимых процессов, например, внутреннего трения) сжатия  $l_{ад}$  (в Дж/кг) в компрессоре

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] = i_2 - i_1, \quad (1.55)$$

где  $p_1 v_1 = RT_1$ , согласно закону газового состояния,  $R$  – газовая постоянная, отнесенная к 1 кг газа.

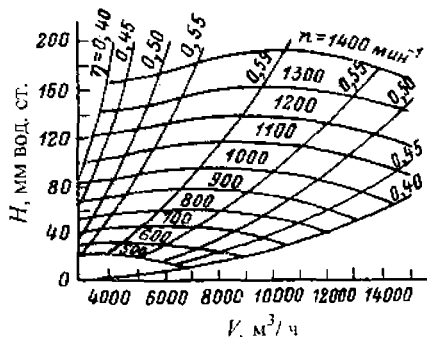
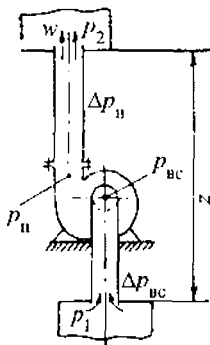


Рис. 1.10. Схема установки центробежного вентилятора

Рис. 1.11. Характеристики центробежного вентилятора

Температура  $T_2$  газа после адиабатического сжатия

$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{(k-1)/k}. \quad (1.56)$$

В термодинамических формулах (1.55) и (1.56):  $k = c_p/c_v$  – показатель адиабаты;  $c_v$  и  $c_p$  – удельные теплоемкости газа при постоянном давлении и объеме, Дж/(кг·К);  $p_1$  и  $p_2$  – начальное и конечное давления газа, Па;  $v_1$  – удельный объем газа при  $p_1$  и  $T_1$  – начальной абсолютной температуре, м<sup>3</sup>/кг;  $i_1$  и  $i_2$  – начальная и конечная удельные энтальпии газа, Дж/кг.

В соотношении (1.55) возможна замена  $p_1 v_1 = RT_1$ , где  $R = 8310/M$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $M$  – молярная масса газа, кг/кмоль.

При политропном сжатии газа используются формулы (1.55) и (1.56) с заменой  $k$  (для воздуха  $k = 1,40$ ) на показатель политропы (для воздуха  $m \approx 1,25$ ).

Мощность  $N$  (в кВт), потребляемая компрессором при сжатии  $G$ , кг/с, газа от давления  $p_1$  до  $p_2$ :

$$N = \frac{G l_{\text{ад}}}{10^3 \eta} = \frac{G (i_2 - i_1)}{10^3 \eta}, \quad (1.57)$$

где  $\eta$  – общий КПД компрессорной установки.

**32. Производительность  $V_c$  (в м<sup>3</sup>/с) поршневого компрессора простого действия**

$$V_c = \lambda_k F s n, \quad (1.58)$$

где  $\lambda_k$  – коэффициент подачи компрессора, учитывающий наличие в рабочем цилиндре мертвого объема, из которого невозможно вытолкнуть сжатый газ;  $F$ ,  $s$  – площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>, и длина хода поршня, м;  $n$  – частота хода поршня, с<sup>-1</sup>.

Значение коэффициента подачи может быть определено по полуэмпирическому соотношению:

$$\lambda_k = (0,80 \div 1,0) \{1 - \varepsilon_0 [(p_2/p_1)^{1/m} - 1]\}, \quad (1.59)$$

где  $\varepsilon_0$  – отношение объема мертвого (вредного) пространства в цилиндре к объему, описываемому (ометаемому) поршнем;  $m$  – показатель политропы газа.

**33. При многоступенчатом сжатии газов обычно производится не только охлаждение цилиндров, но организуется также и отвод теплоты от сжимаемого газа между ступенями сжатия, за счет чего суммарный процесс многоступенчатого сжатия стремятся приблизить к изотермическому, требующему меньших затрат энергии.**

Потребляемая мощность  $N$  (в кВт) при многоступенчатом изотермическом сжатии воздуха от  $p_1$  до  $p_2$  может рассчитываться по уравнению:

$$N = \frac{1,69 l_{\text{изот}}}{10^3 \eta} = \frac{1,69 (\rho V_c) R T_1 \ln(p_2 / p_1)}{10^3 \eta}, \quad (1.60)$$

где 1,69 – эмпирический коэффициент, учитывающий отличие действительного процесса многоступенчатого сжатия воздуха от предельного изотермического;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг · К).

Производительность многоступенчатого поршневого компрессора определяется производительностью его первой ступени (см. формулу (1.58)). Производительности последующих ступеней согласованы с работой первой ступени.

Число необходимых ступеней при общем сжатии газа от  $p_1$  до  $p_2$  находится по уравнению:

$$n = (\lg p_2 - \lg p_1) / \lg x, \quad (1.61)$$

где  $x$  – степень сжатия газа в одной ступени, принятая здесь одинаковой для всех ступеней.

## ПРИМЕРЫ

**Пример 1.1.** Определить плотность диоксида азота при избыточном давлении  $p_{\text{изб}} = 10$  ат и температурах 20 и 200 °С.

**Решение.** По уравнению (1.1) состояния идеального газа и молярной массе  $\text{NO}_2$ ,  $M = 46$  кг/кмоль плотность при 20 и при 200 °С соответственно:

$$\rho = \frac{46}{22,4} \frac{1,033 + 10}{1,033} \frac{273}{273 + 20} = 20,4 \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho = \frac{46}{22,4} \frac{1,033 + 10}{1,033} \frac{273}{273 + 200} = 12,7 \text{ кг/м}^3,$$

где одна физическая атмосфера 1 атм = 760 мм рт. ст. = 1,033 ат (кгс/см<sup>2</sup>).

**Пример 1.2.** Вычислить плотность воздуха, находящегося под разрежением 440 мм рт. ст. и при температуре  $t = -40$  °С; внешнее давление составляет 750 мм рт. ст.

**Решение.** Молярная масса воздуха, содержащего приблизительно 0,79 объемных (молярных) долей азота и 0,21 долей кислорода, определяется по правилу аддитивности:

$$M = 28 \cdot 0,79 + 32 \cdot 0,21 = 28,8 \text{ кг/кмоль.}$$

По уравнению состояния (1.1):

$$\rho = \frac{28,8}{22,4} \frac{750 - 440}{760} \frac{273}{273 + (-40)} = 0,615 \text{ кг/м}^3.$$

**Пример 1.3.** Внутри параллельных труб одноходового кожухотрубчатого теплообменника (рис. 1.21) при средней температуре  $50^\circ\text{C}$  и давлении 2 ат (показание дифференциального манометра) со скоростью 9,0 м/с проходит воздух. Число труб  $n = 121$ ; их диаметр  $38 \times 2$  мм, где первое число обозначает наружный диаметр трубы, второе – толщину ее стенки. Барометрическое давление составляет  $p_{\text{бар}} = 740$  мм рт. ст. Определить: а) массовый расход воздуха; б) объемный расход воздуха при рабочих условиях внутри теплообменника; в) объемный расход воздуха, приведенный к нормальным условиям ( $T_0 = 273 \text{ K} = 0^\circ\text{C}$ ;  $p_0 = 760$  мм рт. ст.).

**Решение.** Рабочее давление

$$p = p_{\text{бар}} + p_{\text{ман}} = 740 + 735 \cdot 2 = 2210 \text{ мм рт. ст.},$$

где давление 735 мм рт. ст. соответствует (см. п. 3)  $1 \text{ кгс/см}^2 = 1$  ат (техническая атмосфера).

Плотность воздуха при рабочих условиях (уравнение (1.1)):

$$\rho = \frac{29}{22,4} \frac{2210}{760} \frac{273}{273 + 50} = 3,18 \text{ кг/м}^3,$$

где  $M = 29 \text{ кг/кмоль}$  – молярная масса воздуха (с учетом наличия в нем диоксида углерода, паров влаги и других компонентов).

Массовый расход воздуха находится по уравнению расхода (1.14)

$$M_c = w f \rho = w n (\pi/4) d^2 \rho = 9,0 \cdot 121 (\pi/4) (0,038 - 2 \cdot 0,002)^2 3,18 = 3,14 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный расход при рабочих условиях:

$$V_c = M_c / \rho = 3,14 / 3,18 = 0,988 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объемный расход, приведенный к нормальным условиям:

$$V_{c,0} = M_c / \rho_0 = 3,14 / 1,29 = 2,43 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\rho_0 = 29/22,4 = 1,29 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха при нормальных условиях.

**Пример 1.4.** Показание вакуумметра, подключенного к барометрическому конденсатору, составляет 480 мм рт. ст. Давление в окружающей среде (барометрическое) 752 мм рт. ст. Определить значение абсолютного давления в конденсаторе и высоту уровня воды в барометрической трубе (рис. 1.12).

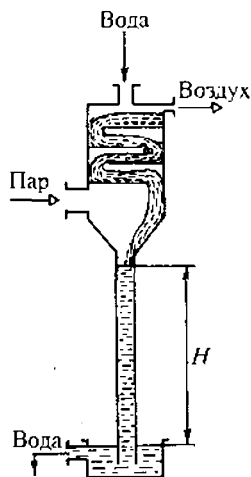


Рис. 1.12. Барометрический конденсатор (к примеру 1.4)

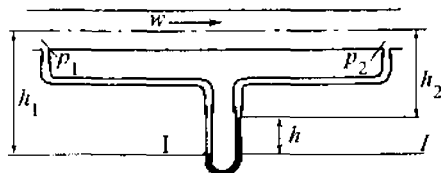


Рис. 1.13. Схема измерения разности статических давлений в трубопроводе (к примеру 1.5)

**Решение.** Абсолютное давление в конденсаторе:

$$p = 752 - 480 = 272 \text{ мм рт. ст.} = 272 \cdot 133,3 = 36\,260 \text{ Па} = \\ = 36\,260 / (9,81 \cdot 10^4) = 0,370 \text{ ат.}$$

Высота столба воды, выполняющего здесь функцию гидравлического затвора, определяется из уравнения гидростатики (1.5):

$$H = (p_{\text{бар}} - p) / (\rho g) = (752 - 272) 133,3 / (1000 \cdot 9,81) = 6,52 \text{ м,}$$

где  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  — плотность воды.

**Пример 1.5.** Дифференциальный манометр со ртутью в качестве манометрической жидкости подключен к двум точкам горизонтального трубопровода (рис. 1.13). Показание дифманометра  $h = 16 \text{ мм}$ . Определить разность статических давлений в точках подключения при прохождении по трубопроводу: а) воды; б) воздуха при атмосферном давлении и температуре  $20^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Записывается условие равновесия сил (давлений), действующих на манометрическую жидкость, находящуюся ниже уровня I-I:

$$p_1 + \rho g h_1 = p_2 + \rho g h_2 + \rho_m g h,$$

откуда находится искомая разность статических давлений:

$$p_1 - p_2 = (\rho_m - \rho) g h,$$

где  $\rho_m$  и  $\rho$  — плотности манометрической жидкости и вещества потока,  $\text{кг/м}^3$ ;  $h = h_1 - h_2$ , м.

Плотность ртути  $\rho_m = 13\,600 \text{ кг/м}^3$  (табл. II).

а) Плотность воды  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  и

$$p_1 - p_2 = (13\,600 - 1000) 9,81 \cdot 0,016 = 1978 \text{ Па.}$$

б) Плотность воздуха при  $20^\circ\text{C}$   $\rho = 1,29 \cdot 273 / (273 + 20) = 1,20 \text{ кг/м}^3$  и

$$p_1 - p_2 = (13\,600 - 1,20) 9,81 \cdot 0,016 = 2134 \text{ Па.}$$

Таким образом, при измерении разностей давлений дифференциальными манометрами следует учитывать поправку на плотность вещества потока, если она сравнима с плотностью манометрической жидкости; в противоположном случае  $\rho \ll \rho_m$  такая поправка не нужна (см. расчетную формулу).

Рис. 1.14. Схема мокрого газохранилища (газгольдера) (к примеру 1.6)

**Пример 1.6.** Масса колокола мокрого газохранилища (газгольдера) составляет 2900 кг (рис. 1.14). Диаметр колокола 6,0 м. Вычислить избыточное давление внутри заполненного газом газгольдера.

**Решение.** Площадь, на которую оказывает давление вес колокола:

$$f = (\pi/4) 6,0^2 = 28,3 \text{ м}^2.$$

Давление в газохранилище соответствует весу колокола, отнесенному к площади его горизонтальной проекции:

$$p_{\text{изб}} = 2900 \cdot 9,81 / 28,3 = 1005 \text{ Н/м}^2 = 1005 / 9,81 \cdot 10^4 = 0,012 \text{ кгс/см}^2 (\text{ат}).$$

**Пример 1.7.** Вычислить силу трения о стенку ламинарного потока воды в трубопроводе с внутренним диаметром 20 мм, если имеет место параболический профиль скорости Пуазейля  $w(r) = w_m [1 - (r/R)^2]$ , м/с, где  $w_m = 0,20$  м/с – максимальная скорость воды на оси трубы;  $r$  – текущий радиус потока, м;  $R$  – внутренний радиус трубы, м. Динамическая вязкость воды  $\mu = 1,0 \cdot 10^{-3}$  Па · с. Длина трубы составляет 10 м.

**Решение.** Касательное напряжение трения потока вязкой жидкости о стенку определяется по закону вязкого трения (п. 5), для чего предварительно вычисляется значение градиента скорости в направлении радиуса на стенке трубы:

$$\left. \frac{dw}{dr} \right|_{r=R} = -w_m \cdot 2/R = -0,20 \cdot 2/0,010 = -40 \text{ (м/с)/м}.$$

Касательное напряжение на стенке

$$\sigma_{\tau} = \mu \left. \frac{dw}{dr} \right|_{r=R} = 1,0 \cdot 10^{-3} (-40) = -0,040 \text{ Па (Н/м}^2\text{)}.$$

Сила трения потока о стенку

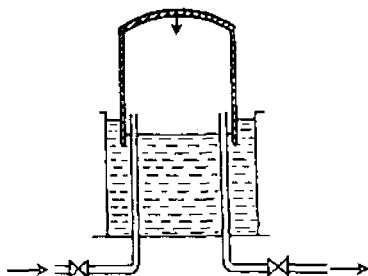
$$F_{\tau} = \sigma_{\tau} L \pi d = -0,040 \cdot 10 \cdot 3,14 \cdot 0,020 = -0,0252 \text{ Н}.$$

Знак "минус" соответствует тому обстоятельству, что поток испытывает со стороны стенки силу трения, направленную в обратную сторону по отношению к вектору скорости потока.

Вычислением значения критерия Рейнольдса (1.17) проверяется ламинарный характер потока:

$$Re = (0,20/2) 0,020 \cdot 1000 / (1,0 \cdot 10^{-3}) = 2000 < 2300.$$

**Пример 1.8.** Определить в общем виде соотношение между значениями максимальной и средней скоростей течения ламинар-



ной пленки вдоль плоской поверхности, имеющей угол отклонения от вертикали  $\beta$ , если при  $Re_{пл} = 4\Gamma/\mu < 1600$  по толщине пленки ( $\delta$ ) имеет место параболический профиль скорости  $w = \rho g \cos \beta \cdot y (\delta - y/2)/\mu$ . Определить также касательное напряжение трения стекающей пленки воды при плотности орошения на единицу ширины пленки  $\Gamma = 0,120 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м})$ , температуре  $30^\circ\text{C}$  и  $\beta = 0^\circ$ .

**Решение.** Устанавливается режим течения пленки:

$$Re_{пл} = 4 \cdot 0,12 / (0,85 \cdot 10^{-3}) = 565 < 1600.$$

Максимальное значение скорости  $w_m$  соответствует наружной поверхности пленки  $y = \delta$  (рис. 1.15):

$$w_m = \rho g \cos \beta (\delta^2/2)/\mu.$$

Среднее по толщине пленки значение скорости согласно определению, последующей подстановке и интегрированию:

$$\bar{w} = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta w dy = \frac{\rho g \cos \beta}{\delta \cdot 2\mu} \int_0^\delta y(2\delta - y) dy = \rho g \delta^2 \cos \beta / (3\mu).$$

Следовательно, отношение максимальной скорости к средней:

$$w_m/\bar{w} = 3/2.$$

Касательное напряжение трения пленки о стенку находится по закону вязкого трения (п. 5)

$$\sigma_{тр} = \mu (dw/dy)_{y=0} = \mu (\rho g \cos \beta)(\delta - 0)/\mu = \rho g \cos \beta \cdot \delta.$$

Плотность орошения  $\Gamma$  может быть выражена через толщину  $\delta$  пленки и ее среднюю скорость:  $\Gamma = \bar{w}\delta\rho$ ,  $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м})$ , откуда после использования связи между  $w$  и  $\delta$  определяется толщина пленки

$$\begin{aligned} \delta &= [3\Gamma\mu/(\rho^2 g \cos \beta)]^{1/3} = \\ &= [3 \cdot 0,120 \cdot 0,85 \cdot 10^{-3} / (996^2 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ)]^{1/3} = \\ &= 0,316 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \end{aligned}$$

где  $\mu = 0,85 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  и  $\rho = 996 \text{ кг}/\text{м}^3$  — динамическая вязкость и плотность воды при  $30^\circ\text{C}$ .

Средняя и максимальная скорости пленки

$$\begin{aligned} \bar{w} &= \Gamma/(\delta\rho) = 0,120 / (0,316 \cdot 10^{-3} \cdot 996) = 0,381 \text{ м}/\text{с}, \\ w_m &= (3/2) 0,381 = 0,572 \text{ м}/\text{с}. \end{aligned}$$

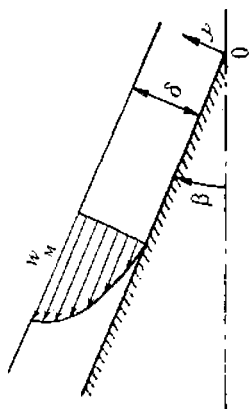


Рис. 1.15. Течение пленки вязкой жидкости по наклонной поверхности (к примеру 1.8)



Значение напряжения трения на стенке

$$\sigma_{\text{тр}} = 996 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,316 \cdot 10^{-3} = 3,09 \text{ Н/м}^2.$$

**Пример 1.9.** Определить значение кинематической вязкости диоксида углерода при  $30^\circ\text{C}$  и  $p_{\text{абс}} = 5,0$  ат.

**Решение.** По рис. IV находится динамическая вязкость  $\text{CO}_2$  при  $30^\circ\text{C}$ :  $\mu = 0,015 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ . При давлениях в несколько атмосфер динамическая вязкость газов (паров) практически неизменна.

Плотность диоксида углерода при заданных значениях давления и температуры

$$\rho = \frac{44}{22,4} \frac{5,0}{1,033} \frac{273}{273 + 30} = 8,59 \text{ кг/м}^3.$$

Кинематическая вязкость согласно определению (п. 8):

$$\nu = \mu/\rho = 0,015 \cdot 10^{-3}/8,59 = 1,75 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

**Пример 1.10.** Вычислить динамическую вязкость продуктов сгорания органического топлива (топочных газов), имеющих следующий объемный состав:  $\text{N}_2 - 79\%$ ;  $\text{CO}_2 - 16\%$ ;  $\text{O}_2 - 5\%$ . Температура газов  $400^\circ\text{C}$ , давление атмосферное.

**Решение.** Вязкость компонентов смеси при  $400^\circ\text{C}$  находится по номограмме (рис. IV):

$$\mu_{\text{N}_2} = 0,034; \quad \mu_{\text{CO}_2} = 0,035 \quad \text{и} \quad \mu_{\text{O}_2} = 0,039 \text{ мПа} \cdot \text{с}.$$

По формуле (1.6) рассчитывается вязкость смеси газов:

$$\mu_{\text{см}} = 30,8 / \left( \frac{0,79 \cdot 28}{0,034 \cdot 10^{-3}} + \frac{0,16 \cdot 44}{0,035 \cdot 10^{-3}} + \frac{0,05 \cdot 32}{0,039 \cdot 10^{-3}} \right) = 0,0345 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

где  $M_{\text{см}} = 28 \cdot 0,79 + 44 \cdot 0,16 + 32 \cdot 0,05 = 30,8 \text{ кг/кмоль}$  — молярная масса газовой смеси.

**Пример 1.11.** Вычислить значение кинематической вязкости жидкого воздуха при температуре  $t = -189^\circ\text{C}$  и атмосферном давлении. Молярный состав жидкой смеси:  $81\%$  азота и  $19\%$  кислорода. При  $t = -189^\circ\text{C}$  динамическая вязкость жидкого кислорода  $\mu_{\text{O}_2} = 22,6 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$  и жидкого азота  $\mu_{\text{N}_2} = 11,8 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

**Решение.** По формуле (1.9) находится динамическая вязкость смеси жидкостей

$$\lg \mu_{\text{см}} = 0,81 \lg (11,8 \cdot 10^{-5}) + 0,19 \lg (22,6 \cdot 10^{-5}) = -3,875;$$

$$\mu_{\text{см}} = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Вычисление кинематической вязкости связано с определением плотности жидкой смеси по формуле (1.3), для чего предварительно производится пересчет молярных долей компонентов в массовые:

$$\bar{x}_{N_2} = 0,81 \cdot 28 / (0,81 \cdot 28 + 0,19 \cdot 32) = 0,789;$$

$$\bar{x}_{O_2} = 0,19 \cdot 32 / (0,19 \cdot 32 + 0,81 \cdot 28) = 0,211.$$

Использование формулы (1.3) дает:

$$\rho_{см} = (0,789/780 + 0,211/1180)^{-1} = 841 \text{ кг/м}^3,$$

где  $\rho_{N_2} = 780$  и  $\rho_{O_2} = 1180$  — плотности жидких азота и кислорода,  $\text{кг/м}^3$ .

**Кинематическая вязкость смеси**

$$\nu_{см} = \mu_{см} / \rho_{см} = 13,3 \cdot 10^{-5} / 841 = 0,158 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

**Пример 1.12.** Рассчитать динамическую вязкость суспензии, содержащей 10 м<sup>3</sup> воды и 800 кг дисперсной фазы (твердой). Относительная (по воде) плотность твердой фазы 1,2. Температура суспензии 20 °С.

**Решение.** Объем твердой фазы в суспензии

$$V_r = M_r / \rho = 800 / (1,2 \cdot 1000) = 0,667 \text{ м}^3.$$

Объемная концентрация твердой фазы в суспензии

$$\varphi_r = V_r / (V_{ж} + V_r) = 0,667 / (10 + 0,667) = 0,0625 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Динамическая вязкость воды при  $t = 20$  °С  $\mu_{ж} = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (рис. III).

Искомая динамическая вязкость суспензии вычисляется по формуле (1.11):

$$\mu_{суп} = 1,0 \cdot 10^{-3} (1 + 2,5 \cdot 0,0625) = 1,16 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

**Пример 1.13.** Значения динамической вязкости некоторой жидкости (например, хлорбензола) известны при двух различных температурах: при 20 °С  $\mu_1 = 0,90 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  и при 50 °С  $\mu_2 = 0,60 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ . Вычислить значение вязкости этой жидкости при 70 °С.

**Решение.** В качестве эталонной жидкости с известной зависимостью вязкости от температуры выбирается вода. По рис. III определяются температуры, при которых ее вязкость имеет известные по условию значения: при  $0,90 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$   $\Theta_{\mu_1} = 25$  °С и при  $\mu_2 = 0,60 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$   $\Theta_{\mu_2} = 45$  °С. Находится значение константы в правиле линейности (1.13):

$$\text{const} = (50 - 20) / (45 - 25) = 1,50.$$

Температура воды, при которой ее вязкость равна вязкости хлорбензола при 70 °С, находится также из правила линейности с известным теперь значением константы:

$$(70 - 20) / (\Theta_{\mu} - 25) = 1,50; \text{ откуда } \Theta_{\mu} = 58,4 \text{ °С}.$$

По рис. III при 58,4 °С определяется значение вязкости воды  $\mu = 0,48 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ , которое и является искомым значением динамической вязкости хлорбензола при  $t = 70$  °С.

**Пример 1.14.** По трубам кожухотрубчатого теплообменника (диаметр труб  $76 \times 3$  мм) проходит газ под атмосферным давлением. Требуется определить новый диаметр труб, при котором тот же газ, но при избыточном давлении  $p_{\text{изб}} = 5$  ат будет иметь прежние значения скорости и массового расхода при постоянном числе труб.

**Решение.** В соответствии с уравнением состояния идеального газа (1.1) плотность газа  $\rho_2$  при давлении  $p_{\text{изб}} = 5$  ат будет в  $(1 + 5)/1 = 6$  раз больше, чем при атмосферном давлении:  $\rho_2 = 6\rho_1$ . Следовательно, из уравнения расхода (1.14)  $w_1 n_1 \cdot 0,785 d_1^2 \rho_1 = w_2 n_2 \cdot 0,785 d_2^2 \rho_2$  при заданных условиях  $w_1 = w_2$ ,  $n_1 = n_2$  и соответствующих сокращениях искомое значение необходимого внутреннего диаметра труб

$$d_2 = \sqrt{d_1^2 / 6} = \sqrt{0,070^2 / 6} = 0,0286 \text{ м} \approx 29 \text{ мм},$$

где  $d_1 = 0,076 - 2 \cdot 0,003 = 0,070$  м – внутренний диаметр первоначальных труб, м.

**Пример 1.15.** Определить режим течения воды в межтрубном пространстве теплообменника типа "труба в трубе" (рис. 1.16), изготовленного из труб диаметрами  $51 \times 2,5$  мм и  $25 \times 2$  мм. Массовый расход воды 4,1 т/ч, ее средняя температура 35 °С.

**Решение.** Скорость воды в межтрубном пространстве теплообменника находится из уравнения расхода (1.14):

$$w = M_c / (\rho f) = (4,1 \cdot 10^3 / 3600) / (994 \cdot 0,00117) = 0,979 \text{ м/с},$$

где  $\rho = 994$  – плотность воды при 35 °С, кг/м<sup>3</sup> (табл. III);  $f = 0,785 [(0,051 - 2 \cdot 0,0025)^2 - 0,025^2] = 0,00117$  м<sup>2</sup> – площадь поперечного сечения межтрубного пространства теплообменника.

По формуле п. 8 значения эквивалентного диаметра межтрубного пространства (для теплообменника "труба в трубе" – кольцевого зазора между трубами):

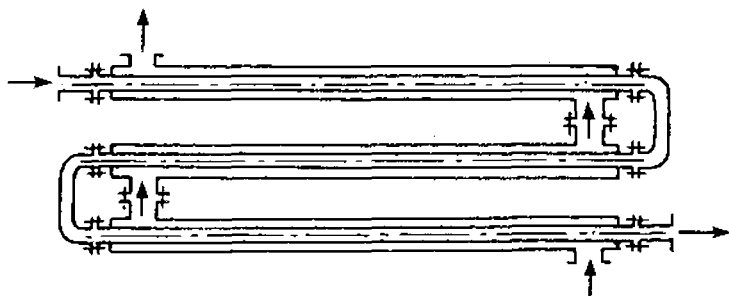


Рис. 1.16. Теплообменник "труба в трубе" (к примеру 1.15)

$$d_s = 4f/\pi = 4 \cdot 0,00117/[\pi(0,046 + 0,025)] = 0,021 \text{ м.}$$

(Для кольцевого зазора  $d_s = D - d$ , где  $D$  и  $d$  — наружный и внутренний диаметры кольца, м.)

Значение критерия Рейнольдса (п. 8):

$$\text{Re} = 0,979 \cdot 0,021 \cdot 994/0,7225 \cdot 10^{-3} = 28\,300,$$

где динамическая вязкость воды при  $35^\circ\text{C}$  (рис. III)  $\mu = 0,7225 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

Поскольку  $\text{Re} = 28\,300 > \text{Re}_{\text{кр}} = 2300$ , то режим течения воды в кольцевом пространстве теплообменника "труба в трубе" турбулентный.

**Пример 1.16.** Вычислить значения скоростей движения в прямой трубе диаметром  $51 \times 2,5$  мм, при которых потоки перестают быть ламинарными, а) для воздуха при  $p_{\text{абс}} = 1$  ат и  $t = 20^\circ\text{C}$ ; и б) для нефтяного масла относительной плотности 0,96, имеющего динамическую вязкость  $\mu = 35,0 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

**Решение.** Критическое значение критерия Рейнольдса, при котором поток любой текучей среды внутри закрытого канала теряет ламинарный характер, равно 2300 (п. 8). Следовательно, искомые значения скоростей находятся из выражения критерия Рейнольдса (1.17)

$$w = 2300\mu/(\rho d).$$

а) Для потока воздуха

$$w = 2300 \cdot 0,0184 \cdot 10^{-3}/[1,20(0,051 - 2 \cdot 0,0025)] = 0,767 \text{ м/с},$$

где  $\mu = 0,0184 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — динамическая вязкость воздуха (рис. IV);  $\rho = 1,29 \cdot 273/(273 + 20) = 1,20 \text{ кг/м}^3$  — плотность воздуха.

б) Для потока нефтяного масла

$$w = 2300 \cdot 35,0 \cdot 10^{-3}/[0,96 \cdot 10^3(0,051 - 2 \cdot 0,0025)] = 1,82 \text{ м/с}.$$

**Пример 1.17.** По горизонтальному трубопроводу, на котором имеется сужение с диаметра 200 мм до 100 мм, проходит  $1200 \text{ м}^3/\text{ч}$  (при нормальных условиях) метана при  $30^\circ\text{C}$ . Дифференциальный водяной манометр, открытый в окружающую среду, где давление составляет 760 мм рт. ст., имеет показание  $h_1 = 40$  мм рт. ст. (рис. 1.17). Определить статическое давление в потоке метана в узком сечении II и показание подключенного в этом сечении дифференциального манометра, если потерями энергии между сечениями I и II можно пренебречь.

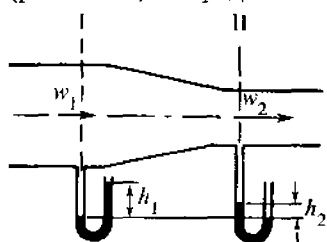


Рис. 1.17. Схема движения потока в сужающемся трубопроводе (к примеру 1.17)

**Решение.** Разность статических давлений в сечениях *I* и *II* определяется по уравнению Бернулли для идеального потока (1.20) в предположении о практической несжимаемости ( $\rho_1 = \rho_2 = \rho = \text{const}$ ) метана

$$p_1 - p_2 = \rho(w_2^2 - w_1^2)/2,$$

где для горизонтального трубопровода  $z_1 = z_2$ .

По уравнению расхода (1.14) определяются значения скоростей метана в сечениях *I* и *II* при давлении и температуре в потоке (при рабочих условиях):

$$w_1 = \frac{1200}{3600} \frac{760}{820} \frac{273 + 30}{273} \left/ \left( \frac{\pi}{4} 0,200^2 \right) \right. = 10,9 \text{ м/с};$$

$$w_2 = w_1 (0,200/0,100)^2 = 43,6 \text{ м/с}.$$

По закону состояния идеального газа (1.1) находится плотность метана в сечении *I*

$$\rho_1 = \frac{16}{22,4} \frac{760 + 40 \cdot 760/1,033 \cdot 10^4}{760} \frac{273}{273 + 30} = 0,646 \text{ кг/м}^3,$$

где  $p_1 = 760 + 40 \cdot 760/1,033 \cdot 10^4 = 763 \text{ мм рт. ст.}$  — давление в сечении *I*.

Находится значение разности статических давлений

$$p_1 - p_2 = (43,6^2 - 10,9^2) 0,694/2 = 618 \text{ Па} = 618/9,81 = 63 \text{ мм вод. ст.}$$

Статическое давление метана в сечении *II*

$$p_2 = 763 - 63/13,6 = 758,4 \text{ мм рт. ст.}$$

Показание дифференциального манометра в сечении *II*

$$h_2 = 760 - 758,4 = 1,6 \text{ мм рт. ст.} = 1,6 \cdot 13,6 = 21,8 \text{ мм вод. ст.}$$

Таким образом, в сечении *II* статическое давление меньше атмосферного на величину

$$h_2 g = 21,8 \cdot 9,81 = 213 \text{ Па}.$$

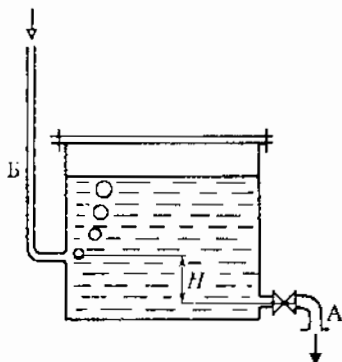
Полученные в примере данные позволяют оценить погрешность принятого предположения о постоянстве плотности (несжимаемости) метана:

$$(\rho_1 - \rho_2)/(\rho_1 + \rho_2)/2 = (0,646 - 0,642)/(0,646 + 0,642)/2 = 0,0062 = 0,62 \%,$$

где  $\rho_2 = \rho_1(p_1/p_2) = 0,646(758,4/763) = 0,642 \text{ кг/м}^3$  — плотность метана в сечении *II*.

**Пример 1.18.** Сосуд Мариотта представляет закрытую емкость, из которой жидкость вытекает из нижнего патрубка (А) под действием неизменного во времени напора *H* (рис. 1.18), что обеспечивается наличием открытой в атмосферу трубки (Б), по которой

Рис. 1.18. Сосуд Мариотта (к примеру 1.18)



по мере истечения жидкости атмосферный воздух поступает в верхнюю часть емкости. Определить скорость истечения и время снижения уровня воды от начального уровня (2400 мм) до уровня воздушной трубки, если  $H = 1000$  мм, диаметры цилиндрической емкости  $D = 1600$  мм и патрубка истечения  $d_0 = 25$  мм, коэффициент расхода  $\alpha_0 = 0,64$ .

**Решение.** Значение постоянной во времени скорости истечения находится по формуле (1.21):

$$w = \alpha_0 \sqrt{2gH} = 0,64 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,0} = 2,83 \text{ м/с.}$$

Объем воды, который должен быть удален из емкости при снижении ее уровня от 2400 мм до  $H = 1000$  мм над патрубком истечения:

$$V = 0,785 \cdot 1,6^2 (2,4 - 1,0) = 2,81 \text{ м}^3.$$

Время истечения объема воды  $V$  при ее постоянном расходе:

$$\tau = V/(f_0 w) = 2,81/(0,785 \cdot 0,025^2 \cdot 2,83) = 2020 \text{ с} = 33,7 \text{ мин.}$$

**Пример 1.19.** Вычислить время полного истечения воды из открытого в атмосферу цилиндрического сосуда диаметром 1,6 м, первоначальной высотой уровня воды 1,0 м и диаметром отводящего патрубка 0,025 м при коэффициенте расхода  $\alpha_0 = 0,64$ . Результат сравнить с результатом предыдущего примера.

**Решение.** При снижающемся напоре, под действием которого происходит истечение жидкости с уменьшающейся скоростью, используется формула (1.22):

$$\tau = 2 \cdot 0,785 \cdot 1,6^2 \sqrt{1,0/(2 \cdot 9,81)} / (0,64 \cdot 0,785 \cdot 0,025^2) = 2890 \text{ с} = 48,1 \text{ мин.}$$

Сравнение с результатом истечения при постоянном напоре, равном начальному напору в данном примере, показывает увеличение времени истечения при уменьшающемся напоре; при одинаковых начальных условиях примеров 1.16 и 1.17 – на  $(48,1 - 33,7)/33,7 = 0,427 = 42,7 \%$ .

**Пример 1.20.** В горизонтальном трубопроводе (внутренний диаметр 152 мм) производится измерение расхода воды с помощью нормальной диафрагмы с диаметром отверстия 83,5 мм и подключенного к ней дифференциального ртутного манометра (рис. 1.2). Определить объемный и массовый расходы воды и ее

скорости в трубопроводе и в отверстии диафрагмы, если показание дифманометра составляет 180 мм рт. ст. Температура воды 20 °С.

**Решение.** Расчет объемного расхода  $V_c$  производится по формуле (1.23) методом последовательных приближений. Предварительно принимается значение коэффициента расхода нормальной диафрагмы, соответствующее  $m = (83,5/152)^2 = 0,302$  и развитому турбулентному режиму течения потока  $\alpha = 0,65$  (табл. XI). Тогда первое приближение для расхода

$$V_c = 0,65 \cdot 0,0835^2 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{13600 - 1000}{1000}} \cdot 0,180 = 0,0302 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\rho_k = 13\,600$  и  $\rho = 1000$  – плотности ртути и воды при 20 °С, кг/м<sup>3</sup> (табл. II).

При этом значении расхода скорость воды в трубопроводе

$$w = 0,0302 / (0,785 \cdot 0,152^2) = 1,67 \text{ м/с}.$$

Находится значение критерия Рейнольдса (п. 8)

$$Re = 1,67 \cdot 0,152 / (1,01 \cdot 10^{-6}) = 254\,000,$$

где  $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6}$  – кинематическая вязкость воды при 20 °С (табл. XXXV), м<sup>2</sup>/с.

При полученном значении  $Re$  и при  $m = 0,302$  по табл. XI выбирается уточненное значение  $\alpha = 0,635$  и вычисляется скорректированное значение расхода воды при всех прежних параметрах:

$$V_c = 0,0302 (0,635/0,65) = 0,0295 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Соответствующее значение скорости в трубопроводе

$$w = 1,67 (0,635/0,65) = 1,63 \text{ м/с}.$$

Поскольку различие между принятым первоначально значением и полученным в результате последующей итерации невелико, то следующее приближение вряд ли целесообразно.

Вычисляются требуемые значения массового расхода воды и ее скорости в отверстии диафрагмы

$$M_c = V_c \rho = 0,0295 \cdot 1000 = 29,5 \text{ кг/с};$$

$$w_0 = 1,63 (0,152/0,0835)^2 = 5,40 \text{ м/с}.$$

**Пример 1.21.** Вдоль оси воздухопровода диаметром 159 × 3,5 мм установлена трубка Пито – Прандтля (рис. 1.3). Определить максимальную и среднюю скорости воздуха, его объемный расход при рабочих и нормальных условиях и массовый расход, если давление в трубопроводе атмосферное, температура 40 °С, а показание водяного дифманометра, подключенного к скоростной трубке, составляет 15 мм.

**Решение.** Длина прямого участка стабилизации скоростного профиля потока перед скоростной трубкой должна быть не менее 40 внутренних диаметров (калибров), т. е.  $40(0,159 - 2 \cdot 0,0035) = 6,08$  м. Считается, что это условие выполнено, и, следовательно, возможно использовать данные рис. 1.1.

Скорость воздуха на оси трубопровода вычисляется по формуле (1.24):

$$w_m = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{1000 - 1,13}{1,13} \cdot 0,015} = 17,1 \text{ м/с},$$

где  $\rho = (29/22,4)273/(273 + 40) = 1,13$  — плотность воздуха при  $40^\circ\text{C}$  и атмосферном давлении,  $\text{кг/м}^3$ .

Значение критерия Рейнольдса по максимальной скорости

$$\text{Re}_m = 17,1 \cdot 0,152 \cdot 1,13 / 0,019 \cdot 10^{-3} = 154\,000,$$

где динамическая вязкость воздуха при  $40^\circ\text{C}$   $\mu = 0,019 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (рис. IV).

По графику рис. 1.1 при  $\text{Re}_m = 154\,000$  отношение средней скорости потока к максимальной  $w/w_m = 0,83$ . Следовательно, скорость воздуха, усредненная по круглому поперечному сечению трубопровода

$$w = 17,1 \cdot 0,83 = 14,2 \text{ м/с}.$$

Объемный расход при рабочих условиях

$$V_c = 14,2 \cdot 0,785 \cdot 0,152^2 = 0,258 \text{ м}^3/\text{с};$$

пересчет на нормальные условия

$$0,258 \cdot 273/(273 + 40) = 0,225 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Массовый расход воздуха

$$M_c = 0,258 \cdot 1,13 = 0,225 \cdot 1,293 = 0,291 \text{ кг/с}.$$

**Пример 1.22.** Топочный газ с температурой  $250^\circ\text{C}$  проходит через горизонтальный газоход длиной  $L_c$  и эквивалентным диаметром  $d_{\text{э.г}}$  и затем через дымовую трубу высотой  $H = 20$  м и диаметром  $d$  отводится в атмосферу, где температура воздуха  $t_b = 17,5^\circ\text{C}$ . Объемный состав газа:  $\text{N}_2 - 0,775$ ;  $\text{CO}_2 - 0,127$ ;  $\text{O}_2 - 0,049$ ;  $\text{H}_2\text{O} - 0,049$ . Газоход и труба имеют одинаковые площади поперечных сечений. Вычислить скорость газа, если суммарное значение коэффициентов сопротивления трения и всех местных сопротивлений в газоходе и в трубе известно и равно  $\lambda L_c/d_{\text{э.г.}} + \lambda H/d + \sum_i \zeta_i = 27,0$ , где  $\lambda$  — коэффициент трения, одинаковый для газохода и трубы;  $\sum_i \zeta_i$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений.



**Решение.** Плотность топочного газа при нормальных и рабочих условиях

$$\rho_{0,г} = (28 \cdot 0,775 + 44 \cdot 0,127 + 32 \cdot 0,049 + 18 \cdot 0,049) / 22,4 = 1,33 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_r = 1,33 \cdot 273 / (273 + 250) = 0,693 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность атмосферного воздуха

$$\rho_a = 1,29 \cdot 273 / (273 + 17,5) = 1,22 \text{ кг/м}^3.$$

Уравнение Бернулли (1.20а) для потока газа между входом в газоход (1) и выходом из трубы (2):

$$p_{бар1} + \rho_r w^2 / 2 = p_{бар2} + \rho_r w^2 / 2 + \rho_r g H + \Delta p_{пот},$$

где  $p_{бар1}$  и  $p_{бар2}$  – барометрические давления на горизонте газохода и на выходе из трубы;  $w$  – скорость газа, одинаковая в газоходе и в трубе;  $\Delta p_{пот} = 27,0 \rho_r w^2 / 2$  – суммарные потери давления.

Согласно уравнению гидростатики (1.5)  $p_{бар1} = p_{бар2} + \rho_a g H$ . Подстановка  $p_{бар1}$  в уравнение Бернулли и сокращения дают

$$\Delta p_{пот} = (\rho_a - \rho_r) g H,$$

после чего в левую часть подставляется значение  $\Delta p_{пот} = (\lambda L_r / d_{в,г} + \sum \zeta_i) \rho_r w^2 / 2 = 27,0 \rho_r w^2 / 2$ .

Следовательно,  $27,0 \rho_r w^2 / 2 = (\rho_a - \rho_r) g H$ , откуда находится искомое значение скорости топочного газа

$$w = \sqrt{\frac{2(1,22 - 0,693)9,81}{27,0 \cdot 0,693}} 20 = 3,32 \text{ м/с}.$$

**Пример 1.23.** Вычислить потерю давления на преодоление сил трения при прохождении по змеевику воды со скоростью 1,2 м/с при температуре 30 °С. Бывшая в употреблении стальная труба имеет диаметр 43 × 2,5 мм; число витков 10, диаметр витков 1,0 м.

**Решение.** Расчет производится по формулам (1.33) и (1.27). Предварительно определяется значение критерия Рейнольдса:

$$Re = 1,2 \cdot 0,038 \cdot 1000 / 0,80 \cdot 10^{-3} = 57\,000,$$

где 0,038 – внутренний диаметр трубы, м;  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  и  $\mu = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – плотность и динамическая вязкость воды (рис. III).

Средняя шероховатость цельнотянутой стальной трубы с незначительной коррозией  $e = 0,2 \text{ мм}$  (табл. VIII); тогда  $d_s / e = 38 / 0,2 = 190$ . Коэффициент трения при  $Re = 57\,000$  и  $d_s / e = 190$  определяется по графику (рис. 1.4):  $\lambda = 0,0314$ .

Длина трубки змеевика

$$L = \pi D n = 3,14 \cdot 1,0 \cdot 10 = 31,4 \text{ м}.$$

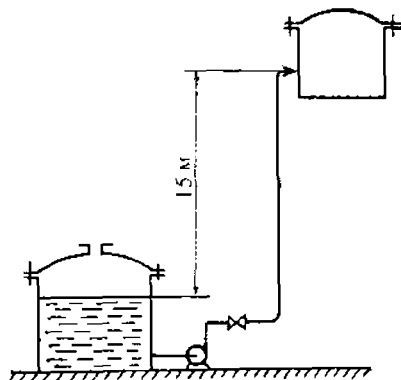


Рис. 1.19. Схема перекачивания жидкости в закрытый сосуд с помощью центробежного насоса (к примеру 1.24)

Потеря давления при прохождении потока воды по змеевику (формулы (1.33) и (1.27)):

$$\begin{aligned}\Delta p_{\text{тр.зм}} &= (1 + 3,54 \cdot 0,038/1,0) \times \\ &\times 0,0314 (31,4/0,038) 1000 \cdot 1,2^2/2 = \\ &= 21\,200 \text{ Па} = 21\,200/9,81 = \\ &= 2160 \text{ мм вод. ст.}\end{aligned}$$

**Пример 1.24.** Из бака с атмосферным давлением с помощью насоса перекачивается при 20 °С 30 т/ч нитробензола в реактор, где поддерживается избыточное давление 0,10 ат (рис. 1.19). Диаметр стальной трубы 89 × 4 мм; общая длина 45 м; коррозия трубы незначительная. На трубопроводе имеются: диафрагма с диаметром отверстия 50 мм, одна задвижка и три поворота на 90° с радиусом изгиба 150 мм. Высота подъема жидкости составляет 15 м. Вычислить мощность, потребляемую насосом при его общем КПД, равном 0,65.

**Решение.** Объемный расход нитробензола

$$V_c = (30 \cdot 10^3/3600)/1200 = 0,00694 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$  — плотность нитробензола (табл. II).

**Скорость потока**

$$w = 0,00694/(0,785 \cdot 0,081^2) = 1,35 \text{ м/с}.$$

**Критерий Рейнольдса**

$$\text{Re} = 1,35 \cdot 0,081 \cdot 1200/2,1 \cdot 10^{-3} = 62\,500,$$

где  $\mu = 2,1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — вязкость нитробензола при 30 °С (рис. III).

Для стальных труб с незначительной коррозией шероховатость  $e = 0,2 \text{ мм}$  (табл. VIII). Для  $d/e = 0,081/0,0002 = 405$  и  $\text{Re} = 62\,500$  по рис. 1.4 коэффициент трения  $\lambda = 0,026$ .

Потеря давления на трение определяется по формуле (1.27)

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,026 \frac{45}{0,081} \frac{1200 \cdot 1,35^2}{2} = 15\,800 \text{ Па}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений  $\zeta$  согласно табл. IX: входа жидкости из бака в трубопровод — 0,5; диафрагмы при  $m = (50/81)^2 = 0,38$   $\zeta = 9,87$ ; задвижки — 0,5; поворота на 90° при  $R_0/d = 150/81 = 1,85$   $\zeta = 1,0 \cdot 0,16 = 0,16$ .

Суммарная потеря давления на местных сопротивлениях (формула (1.34)):

$$\sum_i \Delta p_{\text{м.с}} = (0,5 + 9,87 + 0,5 + 3 \cdot 1,85) 1200 \cdot 1,35^2 / 2 = 17\,900 \text{ Па.}$$

Потеря давления (удельной объемной энергии) на создание скорости потока

$$\Delta p_{\text{ск}} = \rho w^2 / 2 = 1200 \cdot 1,35^2 / 2 = 1090 \text{ Па.}$$

Потеря давления на подъем жидкости

$$\Delta p_{\text{под}} = \rho g H = 1200 \cdot 9,81 \cdot 15 = 176\,600 \text{ Па.}$$

Потеря давления на преодоление избыточного давления в реакторе (противодавления)

$$\Delta p_{\text{доп}} = 0,1 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 9810 \text{ Па.}$$

Общая потеря давления есть сумма всех потерь (формула (1.26)):

$$\Delta p = 1090 + 15\,800 + 17\,900 + 176\,600 + 9810 = 205 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Искомая мощность, потребляемая насосом, вычисляется по формуле (1.25):

$$N = \frac{205 \cdot 10^3 \cdot 0,00694}{10^3 \cdot 0,65} = 2,19 \text{ кВт.}$$

**Пример 1.25.** Электродвигатель, потребляющий мощность 1,35 кВт и имеющий собственный КПД  $\eta_d = 0,95$ , подключен к вентилятору, который подает воздух с температурой 50 °С в установку с избыточным давлением 35 мм вод. ст. Длина горизонтального стального трубопровода 70 м, диаметр 102 × 6 мм. Расход воздуха измеряется нормальной диафрагмой с диаметром отверстия 49 мм с подключенным к ней водяным дифференциальным манометром, показание которого составляет 400 мм. На трубопроводе имеются две задвижки и четыре поворота (отвода) под углом 90° с радиусом изгиба 300 мм. Вычислить КПД вентилятора.

**Решение.** Коэффициент расхода диафрагмы при  $m = (49/90)^2 = 0,296$  в первом приближении принимается как для развитого турбулентного режима (табл. XI)  $\alpha = 0,64$ . Тогда (формула (1.23)) расход воздуха

$$V_v = 0,64 \cdot 0,785 \cdot 0,049^2 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{1000 - 1,09}{1,09} 0,400} = 0,102 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\rho = 1,29 \cdot 273 / (273 + 50) = 1,09 \text{ кг/м}^3$  — плотность воздуха при 50 °С;  $\rho_m = 1000 \text{ кг/м}^3$  — плотность воды при параметрах окружающей среды.

Скорость воздуха

$$w = 0,102 / (0,785 \cdot 0,090^2) = 16,1 \text{ м/с.}$$

## Критерий Рейнольдса

$$Re = 16,1 \cdot 0,090 \cdot 1,09/0,020 \cdot 10^{-3} = 78\,900,$$

где  $\mu = 0,019 \cdot 10^{-3}$  Па · с — вязкость воздуха при 50 °С (рис. IV).

По табл. XI производится уточнение принятого значения коэффициента расхода диафрагмы:  $\alpha = 0,637$ .

Скорректированные значения объемного расхода и скорости воздуха

$$V_c = 0,102(0,637/0,64) = 0,1015 \text{ м}^3/\text{с}; \quad w = 16,1(0,637/0,64) = 16,0 \text{ м/с}.$$

Средняя шероховатость трубопровода принимается из табл. VIII равной  $e = 0,2$  мм. Тогда при относительной шероховатости  $d/e = 90/0,2 = 450$  и  $Re = 78\,900(16,0/16,1) = 78\,500$  коэффициент трения  $\lambda = 0,025$  (рис. 1.4).

Коэффициенты местных сопротивлений принимаются из табл. IX: для входа воздуха в трубопровод с закругленными краями  $\zeta = 0,2$ ; для диафрагмы при  $m = 0,296$   $\zeta = 18,2$ ; для задвижки  $\zeta = 0,5$ ; поворот на 90 ° при  $300/90 = 3,3$   $\zeta = 1,0 \cdot 0,13 = 0,13$ .

Общая потеря давления по формуле (1.26):

$$\Delta p = \frac{1,09 \cdot 16,0^2}{2} \left( 1 - 0,025 \frac{70}{0,090} + 0,2 + 18,2 + 2 \cdot 0,5 + 4 \cdot 0,13 \right) + \\ + 35 \cdot 9,81 = 5970 \text{ Па}.$$

Коэффициент полезного действия вентилятора находится из формулы (1.25):

$$\eta_a = \frac{\Delta p V_c}{1000 \eta_d N} = \frac{5970 \cdot 0,102}{1000 \cdot 0,95 \cdot 1,35} = 0,475 = 47,5\%.$$

**Пример 1.26.** Толуол при средней температуре 10 °С поступает самотеком из верхнего бака в нижний. Разность уровней в баках составляет 4,0 м; давление в обоих баках атмосферное. Алюминиевый трубопровод имеет три внезапных поворота (колена), кран и задвижку при общей длине 19 м и внутреннем диаметре 50 мм. Определить расход толуола.

**Решение.** Из уравнения Бернулли (1.20а) следует, что гидростатическое давление столба жидкости  $\rho g H$  равно сумме потерь удельной энергии (разности давлений) на создание кинетической энергии движения жидкости с искомой скоростью  $w$  и на потери, связанные с трением на прямолинейных участках трубопровода и при прохождении местных сопротивлений:

$$\rho g H = \left( 1 + \lambda \frac{L}{d} + \sum \zeta_i \right) \frac{\rho w^2}{2}.$$

Поскольку коэффициент трения  $\lambda$  зависит от величины  $Re = w d \rho / \mu$ , в которой скорость неизвестна, то в первом приближении при средней шероховатости алюминиевых труб  $e = 0,05$  (табл. VIII),  $d/e = 50/0,05 = 1000$  и развитом турбулентном режиме принимается значение  $\lambda = 0,02$ . Коэффициенты местных сопротивлений (табл. IX): для входа в трубу  $\zeta = 0,5$ ; для крана и задвижки — 2,0 и 0,5; для внезапного поворота — 1,1.

Подстановка в расчетное уравнение дает первое приближение для скорости:

$$w = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 4,0 / (1 + 0,02 \cdot 19/0,050 + 0,5 + 2,0 + 0,5 + 3 \cdot 1,1)} = 2,30 \text{ м/с.}$$

Уточняется значение  $\lambda$ , для чего вычисляется критерий Рейнольдса

$$Re = 2,3 \cdot 0,050 \cdot 870/0,7 \cdot 10^{-3} = 143\,000,$$

где  $\mu = 0,7 \cdot 10^{-3}$  — вязкость толуола при  $10^\circ\text{C}$  (рис. III),  $\text{Па} \cdot \text{с}$ .

Скорректированное значение для  $\lambda$  находится при  $Re = 143\,000$  и  $d/e = 1000$  из рис. 1.4:  $\lambda = 0,0205$ , после чего определяется практически окончательное значение искомой скорости, а также объемного и массового расходов толуола:

$$w = 2,28 \text{ м/с}; \quad V_c = 2,28 \cdot 0,785 \cdot 0,050^2 = 0,00448 \text{ м}^3/\text{с} = 16,1 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$M_c = 870 \cdot 0,00448 = 3,89 \text{ кг/с.}$$

**Пример 1.27.** По трубопроводу диаметром  $108 \times 4$  мм и общей длиной 480 м на высоту 20 м подается  $42 \text{ м}^3/\text{ч}$  минерального масла. Имеются два плавных поворота на  $90^\circ$  с радиусом 300 мм и кран. Определить, выгодно ли подогревать масло с 15 до  $50^\circ\text{C}$  греющим паром, если стоимость электроэнергии можно принять равной 12 руб. за 1 кВт  $\cdot$  ч, а стоимость пара давлением  $p_{\text{абс}} = 1,0$  ат — 600 руб. за 1 тонну. КПД насосной установки равен 0,68, относительные плотности масла при 15 и  $50^\circ\text{C}$  составляют 0,96 и 0,89 и вязкости 3,4 и 0,19  $\text{Па} \cdot \text{с}$  соответственно. Удельная теплоемкость масла составляет  $1,7 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ .

**Решение.** Скорость масла в трубопроводе

$$w = (42/3,6 \cdot 10^3)/(0,785 \cdot 0,100^2) = 1,49 \text{ м/с.}$$

Значение критерия Рейнольдса:  
при  $15^\circ\text{C}$

$$Re = 1,49 \cdot 0,100 \cdot 0,96 \cdot 10^3/3,4 = 42,1;$$

при  $50^\circ\text{C}$

$$Re = 1,49 \cdot 0,100 \cdot 0,89 \cdot 10^3/0,19 = 698.$$

Таким образом, при обеих температурах режим течения высоковязкого минерального масла ламинарный, для которого потери на трение определяются по формуле (1.29):

при 15 °С

$$\Delta p_{\text{тр}} = 32 \cdot 3,4 \cdot 1,49 \cdot 480/0,100^2 = 7780 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

при 50 °С

$$\Delta p_{\text{тр}} = 32 \cdot 0,19 \cdot 1,49 \cdot 480/0,100^2 = 435 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Потери давления на преодоление местных сопротивлений:

при 15 °С

$$\Delta p_{\text{м.с}} = (0,2 + 2 \cdot 0,13 + 2,0) 0,96 \cdot 10^3 \cdot 1,49^2/2 = 2620 \text{ Па};$$

при 50 °С

$$\Delta p_{\text{м.с}} = (0,2 + 2 \cdot 0,13 + 2,0) 0,89 \cdot 10^3 \cdot 1,49^2/2 = 2410 \text{ Па},$$

где коэффициенты местных сопротивлений: первое слагаемое  $\zeta = 0,2$  – для входа в трубу с закругленными краями; второе  $\zeta = 1,0 \cdot 0,13 = 0,13$  при  $R_0/d = 300/100 = 3,0$  – для поворота; третье  $\zeta = 2,0$  – для пробочного крана (табл. IX).

Потери давления на создание скорости:

при 15 °С

$$\Delta p_{\text{ск}} = 0,96 \cdot 10^3 \cdot 1,49^2/2 = 1070 \text{ Па};$$

при 50 °С

$$\Delta p_{\text{ск}} = 0,89 \cdot 10^3 \cdot 1,49^2/2 = 988 \text{ Па}.$$

Затраты на подъем жидкости:

при 15 °С

$$\Delta p_{\text{под}} = 0,96 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 20 = 188\,000 \text{ Па};$$

при 50 °С

$$\Delta p_{\text{под}} = 0,89 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 20 = 175\,000 \text{ Па}.$$

Сравнение полученных затрат показывает, что для высоковязкой и тяжелой жидкости основное значение при заданных условиях имеют затраты на трение и на подъем.

Суммарные затраты:

при 15 °С

$$\Delta p = 7780 \cdot 10^3 + 2,62 \cdot 10^3 + 1,07 \cdot 10^3 + 188 \cdot 10^3 = 7970 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

при 50 °С

$$\Delta p = 435 \cdot 10^3 + 2,41 \cdot 10^3 + 0,988 \cdot 10^3 + 175 \cdot 10^3 = 613 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Необходимая для перемещения потока мощность (формула (1.25)):

при 15 °С

$$N = \frac{(42/3600) 7970 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 0,68} = 137 \text{ кВт};$$

при 50 °С

$$N = \frac{(42/3600) 613 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 0,68} = 10,5 \text{ кВт}.$$

Таким образом, уменьшение вязкости масла с повышением его температуры значительно снижает необходимую мощность на транспортирование высоковязкой жидкости. Разность затрат электроэнергии здесь составляет

$$\Delta N = 137 - 10,5 = 126,5 \text{ кВт},$$

или в денежном выражении:

$$126,5 \cdot 12 = 1518 \text{ руб/ч.}$$

Теплота, необходимая для подогрева  $42 \text{ м}^3/\text{ч}$  масла (без учета потерь теплоты в окружающую среду) от  $15$  до  $50^\circ\text{C}$  (формула (3.62)):

$$Q = V_c \bar{\rho} c (t_k - t_{\text{ж}}) = (42/3600) 0,5 (0,96 + 0,89) \cdot 10^3 \cdot 1,7 \cdot 10^3 (50 - 15) = 6421 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Необходимый для подогрева расход пара

$$D = Q/r_{\text{г.г}} = 642 \cdot 10^3 / (2260 \cdot 10^3) = 0,284 \text{ кг/с} = 1,02 \text{ т/ч},$$

где  $r_{\text{г.г}} = 2260 \cdot 10^3$  — удельная теплота конденсации греющего пара при  $p_{\text{абс}} = 1,0$  ат (табл. LI), Дж/кг.

Стоимость такого количества пара

$$1,02 \cdot 600 = 612 \text{ руб/ч}.$$

Таким образом, затраты на греющий пар меньше и подогрев при транспортировании высоковязкой жидкости позволяет в данном случае иметь экономию

$$1518 - 612 \approx 906 \text{ руб/ч}.$$

**Пример 1.28.** Определить диаметр трубопровода длиной  $2000 \text{ м}$  для транспортирования  $420 \text{ кг/ч}$  водорода при  $20^\circ\text{C}$  и атмосферном давлении, если разность давлений на его концах должна быть  $\Delta p = 120 \text{ мм вод. ст.}$

**Решение.** Заданную по условию разность давлений можно принять приближенно равной только потерям на трение, поскольку все остальные потери в длинных горизонтальных трубопроводах обычно пренебрежимо малы по сравнению с затратами на трение, то есть в формуле (1.26) можно положить  $\Delta p = \Delta p_{\text{тр}}$ .

Для расчета необходимого диаметра трубопровода используется формула (1.27), в которой скорость газа выражается через его заданный массовый расход:

$$\Delta p = \lambda (L/d) \rho [M_c / (\rho \cdot 0,785 d^2)]^2 / 2,$$

откуда

$$d = \left[ \frac{\lambda \cdot L \cdot M_c^2}{2 \cdot \Delta p \cdot \rho \cdot 0,785^2} \right]^{1/5} = \left[ \frac{0,011 \cdot 2000 (420/3600)^2}{2 \cdot 120 \cdot 9,81 \cdot 0,0832 \cdot 0,785^2} \right]^{1/5} = 0,301 \text{ м},$$

где  $\rho = (2/22,4)273/(273 + 20) = 0,0832$  – плотность водорода при 20 °С, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda = 0,011$  – значение коэффициента трения, выбранное в первом приближении как для гладкой трубы в автомодельной области (рис. 1.4).

Производится коррекция принятого значения  $\lambda$ , для чего определяется скорость водорода

$$w = V_c / (0,785d^2) = 1,40 / (0,785 \cdot 0,301^2) = 19,7 \text{ м/с},$$

где  $V_c = M_c / (3600\rho) = 420 / (3600 \cdot 0,0832) = 1,40 \text{ м}^3/\text{с}$  – объемный расход водорода.

Значение критерия Рейнольдса

$$Re = 19,7 \cdot 0,301 \cdot 0,0832 / (0,009 \cdot 10^{-3}) = 54\,800,$$

где  $\mu = 0,009 \cdot 10^{-3}$  – вязкость водорода при 20 °С, Па · с (рис. IV).

Относительная шероховатость для стальной трубы  $d/e = 0,301/0,0002 = 1510$ .

Из рис. 1.4 следует, что при  $Re = 54\,800$  и  $d/e = 1510$   $\lambda = 0,029$  и, следовательно, первое приближение  $\lambda = 0,011$  выбрано неудачно, поскольку режим течения водорода оказался далеким от автомодельного, а труба диаметром 0,301 м по значению относительной шероховатости – далека от гладкой.

При этом значении  $\lambda$  находится новое значение диаметра трубопровода

$$d = \left[ \frac{0,029 \cdot 2000 (420/3600)^2}{2 \cdot 120 \cdot 9,81 \cdot 0,0832 \cdot 0,785^2} \right]^{1/3} = 0,346 \text{ м}$$

и новое значение скорости водорода

$$w = 1,40 / (0,785 \cdot 0,346^2) = 14,9 \text{ м/с}.$$

Новые значения критерия Рейнольдса и относительной шероховатости

$$Re = 14,9 \cdot 0,346 \cdot 0,0832 / (0,009 \cdot 10^{-3}) = 47\,600;$$

$$d/e = 0,346/0,0002 = 1730,$$

по которым из рис. 1.4 находится откорректированная величина  $\lambda = 0,024$ .

Можно провести еще одно уточнение по тем же формулам, что дает

$$d = 0,352 \text{ м}; \quad w = 14,4 \text{ м/с}; \quad Re = 46\,800.$$

Поскольку значения рассчитываемых величин в последнем приближении по сравнению с предыдущим изменились незначительно, можно окончательно принять искомое значение диаметра трубопровода  $d = 352 \text{ мм}$ , при этом скорость водорода  $w = 14,4 \text{ м/с}$ .



**Пример 1.29.** Определить необходимое давление в начале протяженного трубопровода длиной 100 км и диаметром 316 мм, по которому при постоянной температуре 15 °С передается 6000 кг/ч природного газа (метана). Давление газа на выходе из трубопровода должно быть  $p_{\text{обс}} = 1,5$  ат; коэффициент трения принять равным  $\lambda = 0,025$ . Всеми затратами, кроме потерь на трение, можно пренебречь.

**Решение.** Для перемещения газов по протяженным трубопроводам требуются разности давлений, сравнимые со средним давлением газа в трубопроводе, поэтому формула потерь на трение (1.27) записывается в дифференциальной форме:

$$-dp = \frac{\lambda}{d} \frac{\rho w^2}{2} dL,$$

где значения критерия Рейнольдса и коэффициента трения  $\lambda$  постоянны по длине трубопровода, поскольку согласно закону состояния идеального газа произведения  $w\rho = w_0\rho_0$  постоянны, а отрицательный знак в левой части соответствует уменьшению давления вдоль направления движения газа.

Переменные по длине величины  $\rho$  и  $w$  выражаются согласно закону состояния газов (1.1) через давление и температуру газа при нормальных условиях  $\rho = \rho_0 p T_0 / (p_0 T)$  и  $w = w_0 p_0 T / (p T_0)$  и подставляются в правую часть уравнения, которое после интегрирования дает

$$p_{\text{нач}}^2 - p_{\text{кон}}^2 = \frac{\lambda}{d} \frac{\rho_0 w_0^2}{2} \frac{T}{T_0} p_0 L.$$

Скорость газа, отнесенная к нормальным условиям

$$w_0 = (6000/3600/0,714)/(0,785 \cdot 0,316^2) = 29,7 \text{ м/с},$$

где  $\rho_0 = 16/22,4 = 0,714$  – плотность метана при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>.

Вычисляется необходимое начальное давление

$$p_{\text{нач}} = \left[ (1,5 \cdot 9,81 \cdot 10^4)^2 + \frac{0,025}{0,316} \frac{0,714 \cdot 29,7^2}{2} \frac{273+15}{273} 101\,300 \cdot 100 \cdot 10^3 \right]^{0,5} =$$

$$= 5,37 \cdot 10^5 \text{ Па} = 5,47 \text{ ат}.$$

**Пример 1.30.** Определить экономически оптимальный диаметр трехкилометрового горизонтального трубопровода для транспортирования при нормальных условиях  $V_{\text{н.о}} = 6500$  м<sup>3</sup>/ч метана при средней температуре 20 °С. КПД нагнетательной установки равен 0,75. Стоимость электроэнергии принять равной 12 руб. за 1 кВт·ч, стоимость амортизации и ремонта – 1200 руб. в год на 1 м длины

и на 1 м диаметра трубопровода. Коэффициент трения  $\lambda = 0,03$ ; потери на местные сопротивления составляют 10 % от потерь на трение; противодействие отсутствует.

**Решение.** В первом приближении принимается, что необходимая разность давлений на концах трубопровода пренебрежимо мала по сравнению со значением среднего (в данном случае атмосферного) давления газа в трубопроводе, и газ, таким образом, можно считать практически несжимаемым.

Объемный расход и скорость метана при рабочих условиях

$$V_c = \frac{6500}{3600} \frac{273 + 20}{273} = 1,94 \text{ м}^3/\text{с}; \quad w = \frac{1,94}{0,785d^2} = \frac{2,47}{d^2} \text{ м/с}.$$

Затрата разности давлений (удельной энергии) на создание кинетической энергии потока, на преодоление сил трения на прямых участках и на местных сопротивлениях:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{\rho w^2}{2} \left( 1 + 1,10 \lambda \frac{L}{d} \right) = \frac{0,666(2,47/d^2)^2}{2} \left( 1 + 1,10 \cdot 0,03 \frac{3 \cdot 10^3}{d} \right) = \\ &= \frac{2,03}{d^4} + \frac{201}{d^5} \text{ Па}, \end{aligned}$$

где  $\rho = (16/22,4)(273/(273 + 20)) = 0,666$  – плотность метана при 20 °С, кг/м<sup>3</sup>.

Мощность нагнетателя определяется по формуле (1.25):

$$N = \left( \frac{2,03}{d^4} + \frac{201}{d^5} \right) \frac{1,94}{1000 \cdot 0,75} = \frac{0,00525}{d^4} + \frac{0,520}{d^5} \text{ кВт}.$$

Годовая стоимость электроэнергии (принимая круглосуточную работу в течение 330 рабочих дней в году)

$$\begin{aligned} \mathcal{E} &= N \cdot 24 \cdot 330 \cdot 12 = (0,00525/d^4 + 0,520/d^5) \cdot 95\,000 = \\ &= 499/d^4 + 49\,400/d^5 \text{ руб/год}. \end{aligned}$$

Годовая стоимость амортизации и ремонта трубопровода

$$K = 1200 \cdot L \cdot d = 1200 \cdot 3000 \cdot d = 3\,600\,000 \cdot d \text{ руб/год}.$$

Суммарная годовая стоимость эксплуатационных и капитальных затрат

$$\mathcal{E} + K = 499/d^4 + 49\,400/d^5 + 3\,600\,000 \cdot d \text{ руб/год}.$$

Поскольку первые два слагаемых с ростом диаметра уменьшаются, а третье, наоборот, возрастает, то суммарные годовые затраты могут иметь экстремум. Значение диаметра, при котором функция  $(\mathcal{E} + K)$  будет иметь экстремум, определяется из условия равенства нулю производной от суммарных затрат:

$$\frac{\partial}{\partial d} (\Sigma + K) = -2000 d_{\text{opt}}^{-5} - 247\,000 d_{\text{opt}}^{-6} + 3\,600\,000 = 0,$$

откуда  $d_{\text{opt}} = 0,639 \text{ м} = 639 \text{ мм}$ .

(Повторное дифференцирование дает положительное значение второй производной, что означает наличие минимума суммарных затрат при  $d_{\text{opt}}$ .)

Значение разности давлений  $\Delta p$  на концах трубопровода оптимального диаметра:

$$\Delta p = 2,03/0,639^4 + 201/0,639^3 = 1900 \text{ Па}.$$

Поскольку  $\Delta p = 1900 \ll 101\,300 \text{ Па}$ , то использование расчетных формул для несжимаемого газа правомерно.

**Пример 1.31.** В четырехходовом кожухотрубчатом теплообменнике (рис. 1.20), имеющем 206 труб длиной 2,0 м и диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$ , происходит нагревание 17 кг/с 100 %-й уксусной кислоты при ее средней температуре  $47^\circ\text{C}$ . Средняя температура стенок труб со стороны кислоты составляет  $88^\circ\text{C}$ . Диаметр штуцеров для входа и выхода из трубного пространства  $159 \times 4,5 \text{ мм}$ . Определить необходимую разность давлений на концах трубопровода (удельную потерю механической энергии).

**Решение.** Скорость движения кислоты по трубам

$$w = \frac{17/1060}{(206/4)0,785 \cdot 0,021^2} = 0,90 \text{ м/с},$$

где  $\rho = 1060$  – плотность кислоты, кг/м<sup>3</sup> (табл. II); 206/4 – среднее число труб на один ход четырехходового теплообменника; 0,021 – внутренний диаметр труб, м.

Значение критерия Рейнольдса (п. 8):

$$Re = 0,90 \cdot 0,021 \cdot 1060 / (0,85 \cdot 10^{-3}) = 23\,600,$$

где  $\mu = 0,85 \cdot 10^{-3}$  – вязкость кислоты при  $47^\circ\text{C}$ , Па · с (рис. III).

Для стальных труб с незначительной коррозией шероховатость  $e = 0,2 \text{ мм}$  (табл. VIII), при этом  $d/e = 21/0,2 = 105$ . Коэффициент трения при  $Re = 23\,600$  и  $d/e = 105$  равен  $\lambda = 0,0375$  (рис. 1.4).

Потери давления на работу против сил трения в трубах находятся по первому слагаемому формулы (1.38):

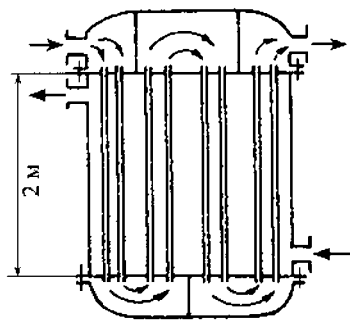


Рис. 1.20. Четырехходовой теплообменник (к примеру 1.31)

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,0375 \frac{2,0}{0,021} \frac{1060 \cdot 0,90^2}{2} 4 = 6130 \text{ Па.}$$

Коэффициенты местных сопротивлений по трубному пространству могут быть взяты из экспериментальных данных:

Вид сопротивления	$\zeta$	Сумма для примера 1.31
Вход в камеру и выход из камеры	1,5	$1,5 \cdot 2 = 3,0$
Вход в трубы и выход из труб	1,0	$1,0 \cdot 8 = 8$
Поворот на $180^\circ$ между секциями (ходами)	2,5	$2,5 \cdot 3 = 7,5$

Скорость кислоты в штуцере

$$w_{\text{ш}} = (17/1060)/(0,785 \cdot 0,150^2) = 0,908 \text{ м/с.}$$

Суммарная потеря давления при выходе из штуцера и при входе в штуцер (вход и выход из камеры) определяется по скорости в штуцере:

$$\Delta p_{\text{ш}} = 3,0 \cdot 1060 \cdot 0,908^2/2 = 1310 \text{ Па.}$$

Суммарная потеря давления при входе в трубы и выходе из труб вычисляется по скорости в трубах:

$$\Delta p_{\text{т}} = 8 \cdot 1060 \cdot 0,90^2/2 = 3430 \text{ Па.}$$

Суммарная потеря давления при поворотах потока в камерах теплообменника также вычисляется по скорости в трубах:

$$\Delta p_{\text{п}} = 7,5 \cdot 1060 \cdot 0,90^2/2 = 3220 \text{ Па.}$$

Общие потери давления на местных сопротивлениях для изотермического потока при  $47^\circ\text{C}$

$$\Delta p_{\text{м.с}} = \sum_i \zeta_i \rho w_i^2/2 = 1310 + 3430 + 3220 = 7950 \text{ Па.}$$

Учет неізотермичности потока (влияния температуры стенки) производится вычислением коэффициента  $\kappa$  по формуле (1.32). Для турбулентного потока в трубах

$$\kappa = (\text{Pr}_w/\text{Pr})^{1/3} = (10/12)^{1/3} = 0,941,$$

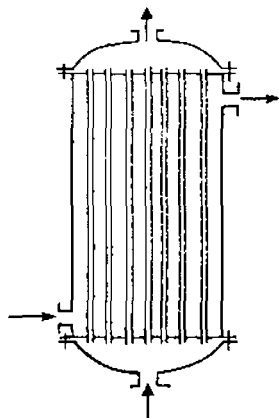
где  $\text{Pr}_w = 10$  и  $\text{Pr} = 12$  – значения критериев Прандтля для уксусной кислоты при  $88$  и  $47^\circ\text{C}$  (рис. X).

Таким образом, общие потери в трубном пространстве для неізотермического потока уксусной кислоты

$$\Delta p = (6130 + 7950) \cdot 0,941 = 13\,290 \text{ Па (Дж/м}^3\text{)}.$$

Уменьшение потерь вследствие неізотермичности потока (здесь на  $5,9\%$ ) объясняется в условиях примера снижением коэффициента вязкости капельной жидкости в непосредственной близости от более нагретой стенки трубы.

Рис. 1.21. Одноходовой теплообменник без перегородок в межтрубном пространстве (к примеру 1.32)



**Пример 1.32.** В межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника (рис. 1.21) охлаждается 4,5 л/с анилина от 110 до 50 °С. Анилин проходит вдоль оси труб (перегородки в межтрубном пространстве отсутствуют). Внутренний диаметр кожуха аппарата 153 мм, число труб 19, диаметр труб 20 × 2 мм и их длина 3,0 м. Среднее значение температуры наружной поверхности труб, охлаждаемых изнутри водой, равно 25 °С. Вычислить потери давления на трение.

**Решение.** Вычисляется площадь поперечного сечения межтрубного пространства теплообменника:

$$f = (\pi/4)(D^2 - nd^2) = 0,785(0,153^2 - 19 \cdot 0,020^2) = 0,0124 \text{ м}^2.$$

Скорость движения анилина в межтрубном пространстве

$$w = V_c/f = 4,5 \cdot 10^{-3}/0,0124 = 0,363 \text{ м/с}.$$

Для определения значения критерия Рейнольдса находится эквивалентный диаметр межтрубного пространства (п. 8):

$$d_s = 4f/\Pi = 4 \cdot 0,0124/[\pi(0,153 + 19 \cdot 0,020)] = 0,0295 \text{ м}.$$

По значению  $d_s = 0,0295$  м находится критерий Рейнольдса

$$Re = 0,363 \cdot 0,0295 \cdot 972/(1,1 \cdot 10^{-3}) = 9460,$$

где  $\rho = 972 \text{ кг/м}^3$  и  $\mu = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — плотность и вязкость анилина при его среднеарифметической температуре  $(110 + 50)/2 = 80 \text{ °С}$  (табл. III и рис. III).

Для стальных труб шероховатость  $e = 0,2 \text{ м}$  (табл. VIII), относительная шероховатость  $d_s/e = 29,5/0,2 = 148$ . При  $Re = 9460$  и  $d_s/e = 148$  коэффициент трения  $\lambda = 0,038$  (рис. 1.4).

Потери давления на трение в межтрубном пространстве при изотермическом течении анилина

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,038 \frac{3,0}{0,0295} \frac{972 \cdot 0,363^2}{2} = 247 \text{ Па}.$$

Поправочный коэффициент на неізотермичность потока может быть определен по соотношению (1.32) как для ламинарного, так и для турбулентного режимов с последующим усреднением полученных значений.

Значения критерия Прандтля для анилина при температурах потока и стенки:  $Pr = 12,5$  и  $Pr_w = 46$  (рис. X).

Значение критерия Грасгофа

$$Gr = g\alpha^2\beta\Delta t/\nu^3 = 9,81 \cdot 0,0295^3 \cdot 0,91 \cdot 10^{-3} (80 - 25)/(1,13 \cdot 10^{-6})^2 = 9,88 \cdot 10^6,$$

где  $\beta = 0,91 \cdot 10^{-3}$  — температурный коэффициент объемного расширения анилина при  $80^\circ\text{C}$ ,  $\text{K}^{-1}$  (табл. XXVIII);  $\nu = \mu/\rho = 1,1 \cdot 10^{-3}/972 = 1,13 \cdot 10^{-6}$  — кинематическая вязкость анилина при  $80^\circ\text{C}$ ,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

По соотношению (1.32) находится значение поправочного коэффициента при ламинарном режиме потока

$$\kappa_n = [1 + 0,22 (9,88 \cdot 10^6 \cdot 12,5/9460)^{0,15}] (46/12,5)^{1/3} = 1,98 \cdot 1,54 = 2,95.$$

Для турбулентного потока  $\kappa_t = (46/12,5)^{1/3} = 1,54$ .

Ввиду отсутствия иных рекомендаций (п. 17, Б) для переходного режима потока принимается среднеарифметическое значение поправочного коэффициента

$$\kappa = (\kappa_n + \kappa_t)/2 = (2,95 + 1,54)/2 = 2,25.$$

Таким образом, существенная зависимость коэффициента вязкости (критерия Прандтля) анилина от температуры приводит к увеличению потерь энергии на трение более чем в два раза:

$$\Delta p_{\text{тр}} = 247 \cdot 2,25 = 556 \text{ Па}.$$

**Пример 1.33.** Вычислить потери давления при прохождении  $16 \text{ кг/с}$  анилина по межтрубному пространству кожухотрубчатого теплообменника, имеющего 18 поперечных перегородок с площадью сечения в сегментном вырезе перегородки  $3,7 \times 10^{-2} \text{ м}^2$ . Общее число труб 196, их диаметр  $25 \times 2 \text{ мм}$ . Внутренний диаметр штуцеров для входа и выхода из межтрубного пространства  $150 \text{ мм}$ . Средняя температура анилина  $19^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Общая потеря давления здесь находится по соотношению (1.40), для чего предварительно определяются: среднее число рядов труб

$$m = \sqrt{196/3} = 8,08 \approx 8;$$

скорость анилина в наиболее узком сечении межтрубного пространства

$$w_{\text{мтр}} = (16/1040)/0,037 = 0,416 \text{ м/с},$$

где  $\rho = 1040$  — плотность анилина,  $\text{кг/м}^3$  (табл. II);

значение критерия Рейнольдса

$$Re = 0,416 \cdot 0,025 \cdot 1040/(5,0 \cdot 10^{-3}) = 2160,$$

где  $\mu = 5,0 \cdot 10^{-3}$  — вязкость анилина при  $19^\circ\text{C}$ ,  $\text{Па} \cdot \text{с}$  (рис. III);

скорость в штуцерах

$$w_{ш} = (16/1040)/(0,785 \cdot 0,150^2) = 0,871 \text{ м/с.}$$

Подстановка вычисленных значений в формулу (1.40) дает искомые суммарные потери давления вследствие 18 поворотов потока,  $18 + 1 = 19$  сопротивлений трубного пучка при его поперечном обтекании потоком и сопротивлений выхода из штуцера в межтрубное пространство и входа в отводящий штуцер:

$$\Delta p_{\text{мтр}} = \left( 18 \cdot 1,5 + 19 \frac{3 \cdot 8}{2160^{0,2}} \right) \frac{1040 \cdot 0,416^2}{2} + 2 \cdot 1,5 \frac{1040 \cdot 0,871^2}{2} = 12\,500 \text{ Па.}$$

**Пример 1.34.** Определить гидравлическое сопротивление слоя скрубберной насадки из колец Рашига  $25 \times 25 \times 3$  мм при прохождении через него воздуха в количестве  $V_c = 3,2 \text{ м}^3/\text{с}$  при атмосферном давлении и температуре  $15^\circ\text{C}$ . Диаметр колонны  $2,2$  м; высота неупорядоченного слоя насадки  $H = 4,8$  м.

**Решение.** Скорость газа на полное сечение колонны

$$w = 3,2/(0,785 \cdot 2,2^2) = 0,842 \text{ м/с.}$$

**Критерий Рейнольдса (п. 22)**

$$\text{Re} = 4 \cdot 0,842 \cdot 1,22/(204 \cdot 0,018 \cdot 10^{-3}) = 1120,$$

где  $\rho = 1,29 \cdot 273/(273 + 15) = 1,22 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu = 0,018 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — плотность и вязкость (рис. IV) воздуха при  $15^\circ\text{C}$ ;  $\sigma = 204 \text{ м}^2/\text{м}^3$  — удельная поверхность насадки (табл. XII).

Эффективный коэффициент трения находится по второй формуле (1.42):

$$\lambda = 16/1120^{0,2} = 3,93.$$

Потери давления при прохождении воздухом слоя сухой насадки определяются по формуле (1.41):

$$\Delta p = 3,93 \frac{4,8}{0,0145} \frac{1,22 \cdot 1,14^2}{2} = 1030 \text{ Па,}$$

где действительная скорость воздуха в зазорах между элементами насадки  $w_d = w/\varepsilon = 0,842/0,74 = 1,14 \text{ м/с}$ ; эквивалентный размер каналов в слое насадки  $d_s = 4 \cdot 0,74/204 = 0,0145 \text{ м}$ ;  $\varepsilon = 0,74$  — порозность слоя насадки (табл. XII).

**Пример 1.35.** С целью экспериментального определения коэффициента продольного квазидиффузионного перемешивания в потоке газа, проходящего через аппарат с насадкой, проведены опыты, из которых получена выходная кривая (кривая отклика) на импульсный ввод индикатора (трассера) на входе в слой насадки. Результаты измерения концентрации индикатора в потоке на выходе из насадки приведены на рис. 1.22, график на котором

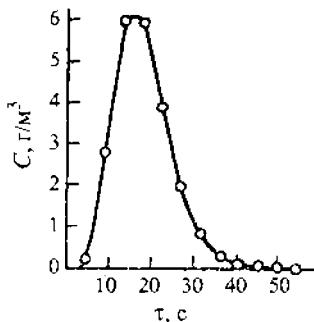


Рис. 1.22. Выходная кривая отклика на импульсное возмущение на входе в колонну (к примеру 1.35)

определяет функцию  $C(\tau)$ . Вычислить коэффициент продольного перемещения  $E$  в потоке газа с фиктивной скоростью (на полное сечение колонны)  $w = 0,40$  м/с при высоте слоя насадки  $H = 6,0$  м.

**Решение.** Согласно определению среднее время пребывания вещества потока в аппарате

$$\bar{\tau} = \int_0^{\infty} \tau C(\tau) d\tau / \int_0^{\infty} C(\tau) d\tau.$$

Значения несобственных определенных интегралов могут быть вычислены любым из приближенных методов, наиболее простым и наглядным из которых (но не самым точным) является метод прямоугольных трапеций. Согласно этому наглядному методу при постоянных интервалах отбора проб  $\Delta\tau$ :

$$\begin{aligned} \int_0^{\infty} C(\tau) d\tau &= \Delta\tau \sum_{i=1}^n \frac{C_i + C_{i-1}}{2} = \\ &= \frac{\Delta\tau}{2} \left( \sum_{i=1}^n C_i + \sum_{i=1}^n C_{i-1} \right) = \frac{4,5}{2} (22,3 + 22,3) = 100 \text{ с} \cdot \text{г/м}^3, \end{aligned}$$

где значения  $C_0, C_1, C_2, \dots, C_{13}$  взяты по опытным точкам рис. 1.22.

Аналогично

$$\int_0^{\infty} \tau C(\tau) d\tau = \frac{\Delta\tau}{2} \left( \sum_{i=1}^n \tau_i C_i + \sum_{i=1}^n \tau_{i-1} C_{i-1} \right) = \frac{4,5}{2} (410 + 410) = 1845 \text{ с}^2 \cdot \text{г/м}^3.$$

Среднее время пребывания вещества потока в слое насадки

$$\bar{\tau} = 1845/100 = 18,45 \text{ с.}$$

Дисперсия кривой отклика определяется следующим образом:

$$\sigma^2 = \int_0^{\infty} \tau^2 C(\tau) d\tau / \int_0^{\infty} C(\tau) d\tau - \bar{\tau}^2,$$

где интеграл в числителе находится аналогичным методом:

$$\begin{aligned} \int_0^{\infty} \tau^2 C(\tau) d\tau &= \frac{\Delta\tau}{2} \left( \sum_{i=1}^n \tau_i^2 C_i + \sum_{i=1}^n \tau_{i-1}^2 C_{i-1} \right) = \\ &= (4,5/2)(8350 + 8350) = 37600 \text{ с}^3 \cdot \text{г/м}^3. \end{aligned}$$



Значение дисперсии выходной кривой

$$\sigma^2 = 37\,600/100 - 18,45^2 = 35,6 \text{ с}^2$$

или в безразмерных величинах

$$\sigma_0^2 = \sigma^2/\tau^2 = 35,6/18,45^2 = 0,105.$$

Значение критерия Пекле  $Pe = \omega H/E$  находится из трансцендентного уравнения  $\sigma_0^2 = 2(Pe - 1 + e^{-Pe})/Pe^2$ . При  $\sigma_0^2 = 0,105$  решением уравнения является  $Pe = 18,0$ , откуда искомый коэффициент продольного перемешивания

$$E = \omega H/Pe = 0,40 \cdot 6,0/18,0 = 0,133 \text{ м}^2/\text{с}.$$

**Пример 1.36.** Определить напор, развиваемый насосом, если избыточное давление на нагнетательном трубопроводе (рис. 1.7) составляет  $3,8 \text{ кгс/см}^2$ , а вакуумметр на всасывающем трубопроводе показывает разрежение  $210 \text{ мм рт. ст.}$  Вертикальное расстояние между точками измерения давлений  $0,410 \text{ м}$ . Диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов  $350$  и  $300 \text{ мм}$ . Насос перекачивает  $8,40 \text{ м}^3/\text{мин}$  воды. Атмосферное давление равно  $760 \text{ мм рт. ст.}$

**Решение.** Для использования формулы (1.48) рассчитываются скорости воды во всасывающем и нагнетательном трубопроводах

$$w_{\text{вс}} = \frac{8,40/60}{0,785 \cdot 0,350^2} = 1,46 \text{ м/с}; \quad w_{\text{н}} = \frac{8,40/60}{0,785 \cdot 0,300^2} = 1,98 \text{ м/с}.$$

Давление в нагнетательном и всасывающем трубопроводах

$$p_{\text{н}} = (1,033 + 3,8) \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 474\,000 \text{ Па},$$

$$p_{\text{вс}} = (760 - 210) \cdot 1,013 \cdot 10^5 = 55\,700 \text{ Па}.$$

Развиваемый насосом напор (формула (1.48)):

$$H = \frac{474\,000 - 55\,700}{1000 \cdot 9,81} + 0,410 + \frac{1,98^2 - 1,46^2}{2 \cdot 9,81} = 43,1 \text{ м вод. ст.}$$

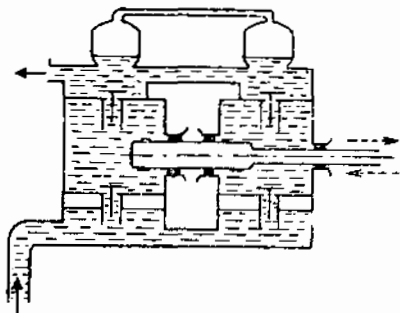
**Пример 1.37.** Определить высоту всасывания поршневого насоса при перекачивании воды при  $60^\circ\text{C}$  и атмосферном давлении  $735 \text{ мм рт. ст.}$ , если суммарные потери напора во всасывающем трубопроводе составляют  $6,5 \text{ м вод. ст.}$ ; частота ходов поршня  $150 \text{ мин}^{-1}$ .

**Решение.** Теоретическая высота всасывания воды согласно формуле (1.52):

$$H_{\text{те}} = 0,735 \cdot 13\,600/1000 - 2,03 - 6,5 = 1,47 \text{ м},$$

где  $h_i = 0,203 \text{ ат} = 2,03 \text{ м вод. ст.}$  — потеря высоты всасывания воды вследствие влияния давления насыщенного пара перекачиваемой жидкости (табл. LI) при ее температуре  $60^\circ\text{C}$ .

Рис. 1.23. Плунжерный насос двойного действия (к примеру 1.38)



По данным табл. XV при частоте вращения привода  $n = 150 \text{ мин}^{-1}$  реальная высота всасывания практически равна нулю, следовательно, в условиях задачи насос не может всасывать горячую воду и должен работать под заливом, т. е. уровень его

установки должен быть ниже уровня всасываемой жидкости.

**Пример 1.38.** Определить коэффициент подачи плунжерного насоса двойного действия (рис. 1.23), который при частоте вращения привода  $65 \text{ мин}^{-1}$ , диаметрах плунжера и штока 125 и 35 мм, радиусе кривошипа 136 мм обеспечивает расход жидкости  $23,0 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

**Решение.** Используется формула (1.51), для чего предварительно определяется объем, ометаемый плунжером за один оборот привода:

$$(2F - f)s = (2 \cdot 0,785 \cdot 0,125^2 - 0,785 \cdot 0,035^2) 0,272 = 0,00637 \text{ м}^3,$$

где  $s = 2 \cdot 0,136 = 0,272 \text{ м}$  — длина хода плунжера.

Теоретическая подача насоса

$$[(2F - f)s]n = 0,00637 \cdot 65 = 0,413 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Искомый коэффициент подачи насоса

$$\eta_v = (23/60)/0,413 = 0,928.$$

**Пример 1.39.** Поршневым насосом простого действия (рис. 1.8) с диаметром поршня 160 мм и ходом поршня 200 мм необходимо подавать  $25,8 \text{ м}^3/\text{ч}$  жидкости относительной плотностью 0,93 из сборника, где давление атмосферное, в аппарат с избыточным давлением  $p_{изб} = 3,2 \text{ ат}$  на высоту 19,5 м. Потери напора во всасывающем трубопроводе составляют 1,7 м и в нагнетательном — 8,6 м. Определить необходимые значения частоты хода поршня и мощности привода при коэффициенте подачи насоса 0,85 и КПД насоса 0,80, редуктора 0,95 и электродвигателя 0,95.

**Решение.** Необходимая частота ходов поршня находится из формулы (1.50):

$$n = \frac{(25,8/60)}{0,85 \cdot 0,785 \cdot 0,160^2 \cdot 0,200} = 126 \text{ мин}^{-1}.$$

Развиваемый насосом общий напор определяется из формулы (1.48):

$$H = 3,2 \cdot 9,81 \cdot 10^4 / (0,93 \cdot 10^3 \cdot 9,81) + 19,5 + 1,7 + 8,6 = 64,2 \text{ м}.$$

Мощность электродвигателя (формула (1.25))

$$N = \frac{(25,8/3600) \cdot 0,93 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 64,2}{10^3 \cdot 0,80 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 5,81 \text{ кВт.}$$

С запасом на возможные перегрузки установочная мощность электродвигателя (п. 24)

$$N_{\text{уст}} = 1,19 \cdot 5,81 = 6,91 \text{ кВт.}$$

**Пример 1.40.** Испытания центробежного насоса при перекачивании жидкости плотностью  $1120 \text{ кг/м}^3$  показали следующие результаты ( $n = 20 \text{ с}^{-1}$ ):

$V_c \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	0	10,8	21,2	29,8	40,4	51,1
$H, \text{ м}$	23,5	25,8	25,4	22,1	17,3	11,9
$N, \text{ кВт}$	5,2	7,9	10,1	11,3	12,0	18,5

Построить графические характеристики насоса, предварительно рассчитав значения КПД установки при каждой производительности.

**Решение.** Расчетное соотношение для КПД получается из формулы (1.25):

$$\eta = \frac{V_c \rho g H}{1000 N}.$$

При  $V_c = 0$  значение КПД также равно нулю.

Расчет  $\eta$  при расходе  $V_c = 10,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$

$$\eta = \frac{10,8 \cdot 10^{-3} \cdot 1120 \cdot 9,81 \cdot 25,8}{1000 \cdot 7,9} = 0,388.$$

Последующие расчеты при иных расходах приводят к следующим значениям КПД: при  $21,2 \text{ л/с}$   $\eta = 0,563$ ; при  $29,8 \text{ л/с}$   $\eta = 0,643$ ; при  $40,4 \text{ л/с}$   $\eta = 0,637$  и при  $51,1 \text{ л/с}$   $\eta = 0,360$ .

Характеристики насоса изображены на рис. 1.24.

**Пример 1.41.** Путем расчетов выяснить, можно ли использовать центробежный насос с характеристиками предыдущего примера для подачи  $115 \text{ м}^3/\text{ч}$  раствора с относительной плотностью 1,12 из бака, в котором давление атмосферное, в аппарат с избыточным давлением  $p_{\text{изб}} = 0,40 \text{ ат}$ , расположенный на высоте 10,8 м от уровня жидкости в баке. Трубопровод диаметром  $140 \times 4,5 \text{ мм}$  имеет расчетную длину (включая эквивалентную длину местных сопротивлений) 140 м. Коэффициент трения в трубе принять равным 0,030.

**Решение.** Вначале определяется необходимый напор, который должен создавать насос, для чего находится скорость движения раствора в трубопроводе

$$w = (115/3600)/(0,785 \cdot 0,131^2) = 2,37 \text{ м/с.}$$

## Скоростной напор

$$h_{\text{ск}} = 2,37^2 / (2 \cdot 9,81) = 0,286 \text{ м.}$$

Потери напора на трение и местные сопротивления

$$h_{\text{тр,м.с}} = \frac{\lambda(L+L_0)}{d} \cdot h_{\text{ск}} = \frac{0,030 \cdot 140}{0,131} \cdot 0,286 = 9,16 \text{ м.}$$

Необходимое значение полного напора насоса находится по формуле (1.48):

$$H = \frac{0,40 \cdot 9,81 \cdot 10^4}{1,12 \cdot 10^3 \cdot 9,81} + 10,8 + 0,286 + 9,16 = 23,8 \text{ м.}$$

Таким образом, рабочая точка на характеристике сети имеет координаты  $V_c = 115/3600 = 31,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  и  $H = 23,8 \text{ м}$  (точка А) и оказывается лежащей несколько выше напорной характеристики сети, а это означает, что насос, обладающий данной характеристикой с фиксированной частотой вращения рабочего колеса ( $n = 20 \text{ с}^{-1}$ ), не в состоянии обеспечить значение необходимого расхода через заданный трубопровод. Самое простое решение – это несколько увеличить частоту вращения колеса насоса. Действительно, по соотношениям пропорциональности (1.53) можно подобрать такое новое значение  $n_2$ , при котором развиваемый насосом напор станет достаточным. Если, например, принять  $n_2 = 21 \text{ с}^{-1} = 1260 \text{ мин}^{-1}$ , то новое значение расхода вместо прежнего значения  $V_{c1} = 21,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $V_{c2} = V_{c1} n_2 / n_1 = 21,2 \cdot 10^{-3} \cdot (21/20) = 22,3 \text{ м}^3/\text{с}$ , а вместо прежнего напора  $H_1 = 25,4 \text{ м}$ :  $H_2 = H_1 (n_2/n_1)^2 = 25,4 (21/20)^2 = 28,0 \text{ м}$ .

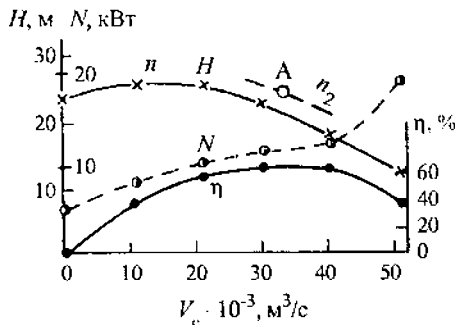


Рис. 1.24. Характеристики центробежного насоса (к примерам 1.40 и 1.41):  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ ;  $n_2 = 1260 \text{ мин}^{-1}$

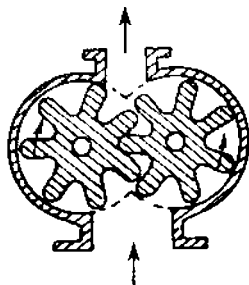


Рис. 1.25. Шестеренчатый насос (к примеру 1.42)

Аналогичные пересчеты данных примера 1.40 приводят к следующим результатам:

$V_{c2} \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	22,3	31,3	42,5
$H_2, \text{ м}$	28,0	24,4	19,1

По полученным данным можно построить напорную характеристику насоса при новой частоте вращения  $n_2 = 21 \text{ с}^{-1}$  (пунктирная кривая на рис. 1.24). Положение рабочей точки А относительно новой напорной характеристики насоса показывает, что при  $n_2 = 1260 \text{ мин}^{-1}$  насос способен обеспечить необходимое значение развиваемого им напора.

Мощность, потребляемая насосной установкой при  $n_2$ :

$$N = \frac{31,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1,12 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 23,8}{1000 \cdot 0,64} = 13,0 \text{ кВт},$$

где приближенно принято, что значение КПД в узком диапазоне изменения  $n$  можно считать постоянным.

**Пример 1.42.** Определить реальную производительность шестеренчатого насоса (рис. 1.25) при числе оборотов  $440 \text{ мин}^{-1}$ . Число зубьев на каждой шестерне равно 7, ширина зуба 42 мм, площадь сечения зуба, ограниченная внешней окружностью соседней шестерни, равна  $960 \text{ мм}^2$ . Коэффициент подачи насоса 0,82.

**Решение.** Теоретическая производительность шестеренчатого насоса

$$V_{c,\tau} = 2fbzn = 2 \cdot 960 \cdot 10^{-6} \cdot 0,042 \cdot 7(440/60) = 4,14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $f$  — площадь поперечного сечения зуба, ограниченная внешней окружностью второй шестерни и равная сечению пространства между соседними зубьями,  $\text{м}^2$ ;  $b$  — ширина зуба (шестерни),  $\text{м}$ ;  $z$  — число зубьев на шестерне;  $n$  — частота вращения,  $\text{с}^{-1}$ .

Действительная производительность насоса

$$V_c = \eta_0 V_{c,\tau} = 0,82 \cdot 4,14 \cdot 10^{-3} = 3,39 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

**Пример 1.43.** Определить разрежение, которое создается струей воды в камере К горизонтального водоструйного насоса (рис. 1.26), если диаметры струи на выходе из насадки и на выходе из диффузора равны 23 и 50 мм соответственно, скорость струи на выходе из диффузора  $w_2 = 2,70 \text{ м/с}$ ; давление

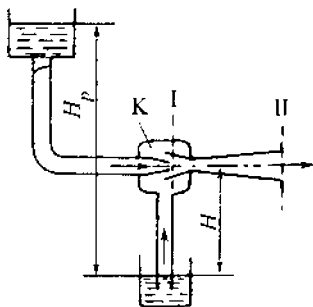


Рис. 1.26. Водоструйный насос (к примерам 1.43 и 1.44)

на выходе из диффузора 760 мм рт. ст. Потерями энергии в насосе можно пренебречь.

**Решение.** Скорость воды в насадке насоса определяется из уравнения расхода:

$$w_1 = 2,70 (50/23)^2 = 12,8 \text{ м/с.}$$

Из уравнения Бернулли (1.20) в отсутствие потерь между сечениями I и II и при  $z_1 = z_2$  определяется статическое давление в рабочей камере

$$p_1 = p_2 + \rho(w_2^2 - w_1^2)/2 = 760 \cdot 133,3 + 1000 (2,70^2 - 12,8^2)/2 = 23050 \text{ Па.}$$

Следовательно, разрежение в камере составит  $(101300 - 23050)/(9,81 \cdot 10^4) = 0,798 \text{ ат} = 7,98 \text{ м вод. ст.}$

**Пример 1.44.** Водоструйный насос (рис. 1.26) перекачивает  $7,8 \text{ м}^3/\text{ч}$  жидкости относительной плотности 1,20 на высоту 3,2 м. Рабочая вода подается под напором 22 м вод. ст. с расходом 2,67 л/с. Определить КПД насоса.

**Решение.** Затрачиваемая насосом мощность соответствует потенциальной энергии потока рабочей воды:

$$N = V_{\text{с.р.}} \rho_{\text{ж}} g (H_p - H) = 2,67 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot (22 - 3,2)/1000 = 0,492 \text{ кВт,}$$

где  $\rho_{\text{в}} = 1000$  — плотность воды,  $\text{кг/м}^3$ .

Полезная мощность, равная энергии подъема потока жидкости, поднимаемой на высоту  $H$ :

$$N_{\text{пол}} = V_{\text{с.р.}} \rho g H = (7,8/3600) \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot 3,2/1000 = 0,0816 \text{ кВт.}$$

Коэффициент полезного действия водоструйного насоса

$$\eta = N_{\text{пол}}/N = 0,0816/0,492 = 0,166 = 16,6 \text{ \%}.$$

**Пример 1.45.** Определить необходимую разность давлений, которую должен создавать вентилятор (рис. 1.10) при подаче газа (плотность  $1,2 \text{ кг/м}^3$ ) из газохранилища с избыточным давлением 60 мм вод. ст. в установку, где избыточное давление 74 мм вод. ст. Скорость газа в нагнетательном трубопроводе 11,0 м/с; потери напора во всасывающей и нагнетательной линиях 19 и 35 мм вод. ст. соответственно.

**Решение.** Используется формула (1.54), в правую часть которой входят следующие слагаемые:

разность статических давлений, соответствующая удельной кинетической энергии потока, выходящего из нагнетательного трубопровода:

$$\rho w^2/2 = 1,2 \cdot 11,0^2/2 = 72,6 \text{ Па;}$$

разность давлений в местах нагнетания и всасывания (противодавление)

$$p_2 - p_1 = (74 - 60) \cdot 9,81 = 137 \text{ Па;}$$

суммарные потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах

$$p_{\text{св}} + p_{\text{н}} = (19 + 35) \cdot 9,81 = 530 \text{ Па.}$$

Разность давлений, которую должен создавать вентилятор:

$$p = 72,6 + 137 + 530 = 740 \text{ Па} = 75 \text{ мм вод. ст.}$$

**Пример 1.46.** Вентилятор подает  $3700 \text{ м}^3/\text{ч}$  воздуха через всасывающий и нагнетательный трубопроводы одинакового диаметра. Перед вентилятором имеется разрежение  $16 \text{ мм вод. ст.}$ ; в нагнетательном трубопроводе после вентилятора избыточное давление составляет  $21 \text{ мм вод. ст.}$  Частота вращения колеса вентилятора  $16 \text{ с}^{-1}$ . Потребляемая мощность  $0,70 \text{ кВт}$ . Определить создаваемую вентилятором разность давлений и КПД вентилятора. Вычислить также новые значения производительности и расходуемой мощности при изменении частоты вращения на  $1150 \text{ мин}^{-1}$ .

**Решение.** При одинаковом диаметре трубопроводов расчетная формула (1.54) для развиваемой вентилятором разности давлений упрощается:

$$p = p_{\text{н}} - p_{\text{св}} = 21 \cdot 9,81 - (-16 \cdot 9,81) = 363 \text{ Па.}$$

Теоретический расход мощности

$$N_{\text{т}} = (3700/3600) \cdot 363/1000 = 0,373 \text{ кВт.}$$

КПД вентиляторной установки

$$\eta = N_{\text{т}}/N = 0,373/0,70 = 0,533 = 53,3 \text{ \%}.$$

Новые значения объемного расхода вентилятора и потребляемой мощности при  $n_2 = 1150 \text{ мин}^{-1}$  находятся по пересчетным соотношениям (1.53):

$$V_{\text{с2}} = 3700(1150/960) = 4430 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad N_2 = 0,70 (1150/960)^3 = 1,20 \text{ кВт.}$$

**Пример 1.47.** Испытания центробежного вентилятора при  $n = 1440 \text{ мин}^{-1}$  показали следующие результаты:

$V_{\text{с}}, \text{ м}^3/\text{ч}$	100	350	700	1000	1600	2000
$\Delta p, \text{ Па}$	449	424	432	427	387	316

Определить расход воздуха, обеспечиваемый вентилятором при его работе на гидравлическую сеть, если известно, что при значении расхода через эту сеть  $1350 \text{ м}^3/\text{ч}$  потери на создание скорости  $\Delta p_{\text{ск}} = 85 \text{ Па}$  ( $\text{Дж}/\text{м}^3$ ), а на трение и местные сопротивления  $\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с}} = 288 \text{ Па}$ ; разность статических давлений в пространствах нагнетания и всасывания для сети (противодавление) составляет  $\Delta p_{\text{пол}} = p_2 - p_1 = 128 \text{ Па}$ .

**Решение.** Необходимо найти положение точки пересечения напорной характеристики вентилятора и характеристики

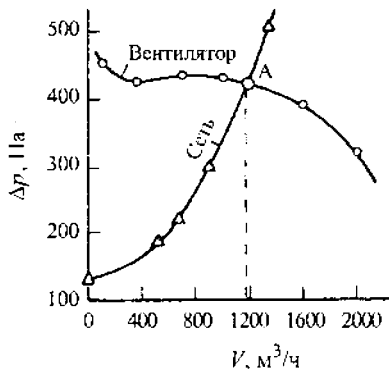


Рис. 1.27. Рабочая точка (А) при работе центробежного вентилятора на гидравлическую сеть (к примеру 1.47)

сети, т. е. рабочую точку. Характеристика вентилятора строится непосредственно по данным испытаний. Характеристика сети при турбулентном потоке удовлетворительно описывается уравнением квадратичной параболы

$$\Delta p = aV_c^2 + b,$$

в котором первое слагаемое  $aV_c^2$  соответствует суммарным потерям давления  $\Delta p_{\text{ек}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с}}$  и изменяется пропорционально квадрату расхода, поскольку скорость потока пропорциональна объемному расходу. Второе слагаемое, не зависящее от скорости, в отсутствие затрат на гидростатический подъем потока равно противодавлению  $b = \Delta p_{\text{доп}} = 128 \text{ Па}$ .

Коэффициент  $a$  вычисляется подстановкой в уравнение характеристики сети значений расхода и суммарных затрат давления в трубопроводе, приведенных в условиях задачи:

$$85 + 288 + 128 = a(1350/3600)^2,$$

откуда  $a = 3560 \text{ Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$ .

Имея значения параметров  $a$  и  $b$  уравнения параболы, ее график можно построить по любым точкам (рис. 1.27). Точка пересечения характеристик сети и вентилятора (точка А) соответствует расходу воздуха  $V_c = 1170 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

**Пример 1.48.** Произвести сравнение значений теоретических работ, расходуемых на сжатие 1 кг воздуха при начальной температуре  $t_1 = 20^\circ\text{C}$  от  $p_{\text{атм}} = 1,0$  ат до: а)  $p_{\text{атм}} = 1,1$  ат и б) 5 ат. Расчеты произвести по термодинамическим формулам адиабатического и политропного сжатия и по формуле для несжимаемого газа.

**Решение.** а) Согласно формуле (1.55) при всасывании 1 кг воздуха и  $k = 1,40$  (табл. IV) работа адиабатического сжатия:

$$l_{\text{ад}} = \frac{1,40}{1,40-1} \cdot 1,0 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,829 \left[ \left( \frac{1,1}{1,0} \right)^{(1,40-1)/1,40} - 1 \right] = 7857 \text{ Дж/кг},$$

где  $v = 1/\rho_1 = 1/1,206 = 0,829 \text{ м}^3/\text{кг}$  — удельный объем воздуха при начальных условиях.



При политропном сжатии (показатель политропы для воздуха  $m = 1,25$ ):

$$l_{\text{пт}} = \frac{1,25}{1,25-1} \cdot 1,0 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,829 \left[ \left( \frac{1,1}{1,0} \right)^{(1,25-1)/1,25} - 1 \right] = 7823 \text{ Дж/кг.}$$

Расчет по формуле (1.25) при  $V_c = v_1$  и  $\eta = 1$ :

$$l = (1,1 \cdot 9,81 \cdot 10^4 - 1,0 \cdot 9,81 \cdot 10^4) \cdot 0,829 / (1000 \cdot 1) = \\ = 8,132 \text{ кДж/кг} = 8132 \text{ Дж/кг.}$$

Температуры сжатого воздуха при адиабатическом и политропном сжатии могут быть определены по формуле (1.56):

$$t_{2, \text{ад}} = (273 + 20) (1,1/1,0)^{(1,40-1)/1,40} - 273 = 28,1 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{2, \text{пт}} = (273 + 20) (1,1/1,0)^{(1,25-1)/1,25} - 273 = 25,6 \text{ }^\circ\text{C.}$$

б) При степени сжатия  $(p_2/p_1) = (5,0/1,0) = 5,0$  расчет проводится по тем же формулам:

$$l_{\text{ад}} = \frac{1,40}{1,40-1} \cdot 1,0 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,829 [5,0^{(1,40-1)/1,40} - 1] = 166\,100 \text{ Дж/кг};$$

$$l_{\text{пт}} = \frac{1,25}{1,25-1} \cdot 1,0 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,829 [5,0^{(1,25-1)/1,25} - 1] = 154\,400 \text{ Дж/кг};$$

$$l = (5,0 \cdot 9,81 \cdot 10^4 - 1,0 \cdot 9,81 \cdot 10^4) \cdot 0,829 / (1000 \cdot 1) = \\ = 325,3 \text{ кДж/кг} = 325\,300 \text{ Дж/кг};$$

$$t_{\text{ад}} = (273 + 20) (5,0)^{(1,40-1)/1,40} - 273 = 191 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{пт}} = (273 + 20) (5,0)^{(1,25-1)/1,25} - 273 = 132 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Сравнение полученных результатов показывает, что при относительно невысокой степени сжатия (в данной задаче до значения  $p_2/p_1 = 1,1$ ) значения работы, вычисленные по соотношениям для термодинамических (адиабатического и политропного) процессов, практически совпадают; кроме того, работа, найденная по соотношению (1.25), предполагающему несжимаемость газа, отличается от, например, политропного сжатия в  $l/l_{\text{пт}} = 8132/7823 = 1,039$ , т. е. менее чем на 4 %.

Однако при степени сжатия  $p_2/p_1 = 5,0$  результаты проведенных расчетов свидетельствуют о заметном различии полученных значений для работы сжатия по неодинаковым термодинамическим вариантам;  $l_{\text{ад}} > l_{\text{пт}}$ , а использование формулы (1.25) для несжимаемого газа становится невозможным.

**Пример 1.49.** Определить мощность одноступенчатого компрессора холодильной установки при адиабатическом сжатии 460 м<sup>3</sup>/ч (считая на нормальные условия) аммиака от  $p_{\text{абс}} = 2,5$  ат

до  $p_{\text{абс}} = 12,0$  ат. Начальная температура аммиака  $-10^\circ\text{C}$ ; КПД компрессорной установки 0,70. Вычислить также температуру аммиака после сжатия.

**Решение.** Удельная работа адиабатического сжатия находится по формуле (1.55):

$$l_{\text{ад}} = \frac{1,29}{1,29-1} 540 [273 + (-10)] [(12,0/2,5)^{(1,29-1)/1,29} - 1] = 267500 \text{ Дж/кг},$$

где  $k = 1,29$  — показатель адиабаты и  $R = c_p - c_v = (2,22 - 1,68) \cdot 10^3 = 540 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  — газовая постоянная для аммиака (табл. IV).

Расчет  $l_{\text{ад}}$  можно провести также, используя диаграмму состояния аммиака (рис. XXI), на которой находится начальная точка, соответствующая  $t_1 = -10^\circ\text{C}$  и  $p_1 = 2,5$  ат; для этой точки из диаграммы берется значение удельной энтальпии  $i_1 = 1650 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ . Процесс обратимого адиабатического сжатия соответствует в  $T-S$  координатах вертикальному подъему по линии постоянной энтропии  $S = \text{const}$  от начальной точки до пересечения с изобарой  $p_2 = 12$  ат. Для найденной таким образом точки, соответствующей состоянию сжатого аммиака, из диаграммы определяется  $i_2 = 1900 \text{ кДж/кг}$ . Следовательно  $l_{\text{ад}} = 1900 - 1650 = 250 \text{ кДж/кг}$ . Найденное значение  $l_{\text{ад}}$  отличается от вычисленного выше по формуле (1.55) на  $267,5/250 = 1,07 = 7\%$ , что легко объяснимо невысокой точностью построений и отсчетов по диаграмме.

Массовый расход аммиака

$$M_c = V_c \rho_0 = (460/3600) \cdot 0,759 = 0,0970 \text{ кг/с},$$

где  $\rho_0 = M/22,4 = 17/22,4 = 0,759 \text{ кг/м}^3$  — плотность аммиака при нормальных условиях.

Мощность компрессора определяется формулой (1.57):

$$N = \frac{0,0970 \cdot 260000}{1000 \cdot 0,70} = 36,0 \text{ кВт}.$$

Температура в конце процесса сжатия (формула (1.56)):

$$T_2 = [273 + (-10)] (12,0/2,5)^{(1,29-1)/1,29} = 374 \text{ К} = 101^\circ\text{C}.$$

По диаграмме  $T-S$  температура в точке, соответствующей состоянию сжатого аммиака,  $t_2 = 100^\circ\text{C}$ .

**Пример 1.50.** Определить пригодность одноступенчатого поршневого компрессора с диаметром цилиндра 180 мм, длиной хода поршня 200 мм и частотой ходов поршня  $4,0 \text{ с}^{-1}$  для сжатия  $80 \text{ кг/ч}$  воздуха от одной атмосферы и температуры  $20^\circ\text{C}$  до  $p_{\text{изб}} = 4,5$  ат. Мертвое пространство составляет 5 % от объема, описываемого движущимся поршнем; показатель политропы при расширении воздуха, остающегося в мертвом пространстве,  $m = 1,25$ .

**Решение.** Производительность объемного компрессора находится по формуле (1.58):

$$V_c = 0,748 \cdot 0,785 \cdot 0,180^2 \cdot 0,200 \cdot 4,0 = 0,0162 \text{ м}^3/\text{с},$$

где коэффициент подачи компрессора согласно формуле (1.59) и рекомендациям зависит от степени сжатия:

$$\lambda_k = 0,875\lambda_0 = 0,875 \{1 - 0,05 [((1,0 + 4,5)/1,0)^{1/1,25} - 1]\} = 0,748.$$

Массовая производительность компрессора

$$M_c = V_c \rho_1 = 0,0152 \cdot 1,206 = 0,0183 \text{ кг/с} = 65,9 \text{ кг/ч},$$

где  $\rho_1 = 1,206 \text{ кг/м}^3$  – плотность всасываемого воздуха при атмосферном давлении и  $20^\circ\text{C}$ .

Таким образом, компрессор с заданными параметрами не сможет обеспечить нужную массовую производительность  $80 \text{ кг/ч}$  по сжимаемому воздуху. Легче всего заданную производительность обеспечить увеличением частоты ходов поршня (частоты вращения привода) с  $4,0 \text{ с}^{-1}$  до  $4,0(80/65,9) = 4,86 \text{ с}^{-1} = 291 \text{ мин}^{-1}$ .

**Пример 1.51.** Произвести сравнение затраченных работ, температур в конце процесса и значений объемных КПД при сжатии воздуха от одной до девяти абсолютных атмосфер двумя способами: 1) в одноступенчатом поршневом компрессоре без охлаждения и 2) в двухступенчатом поршневом компрессоре с промежуточным охлаждением сжимаемого воздуха между ступенями до начальной его температуры  $20^\circ\text{C}$ . Относительный объем мертвого (вредного) пространства во всех цилиндрах равен  $8\%$ .

**Решение.** 1) Удельная затрата работы при адиабатическом одноступенчатом сжатии (формула (1.55)):

$$l_{ад} = \frac{1,40}{1,40-1} \cdot 287 (273+20) [(9/1)^{(1,40-1)/1,40} - 1] = 257\,000 \text{ Дж/кг},$$

где  $k = 1,40$  и  $R = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$  – показатель адиабаты и газовая постоянная для воздуха (табл. IV).

Температура после одноступенчатого адиабатического сжатия (формула (1.56)):

$$T_2 = (273 + 20) (9,1)^{(1,40-1)/1,40} = 549 \text{ K} = 276^\circ\text{C}.$$

Значение объемного КПД при адиабатическом расширении сжатого газа, не вытолкнутого из мертвого пространства, находится по формуле (1.59):

$$\lambda_k = 1 - 0,08 [(9/1)^{1/1,40} - 1] = 0,696.$$

2) Степень сжатия в каждой из двух ступеней ( $n = 2$ ) находится по формуле (1.61), решенной относительно  $x$ :

$$x^2 = 9/1,$$

откуда  $x = 3,0$ .

Работа адиабатического сжатия в каждой из ступеней одинакова, поскольку охлаждение сжатого в три раза газа в первой ступени производится до первоначальной температуры и затем следует второе сжатие снова в три раза. Тогда общая работа двухступенчатого сжатия

$$l_{ад} = 2 \frac{1,40}{1,40-1} \cdot 287(273+20)[3^{(1,40-1)/1,40} - 1] = 217000 \text{ Дж/кг.}$$

Температура газа после каждой ступени адиабатического сжатия одинакова:

$$T_2 = (273 + 20) \cdot 3^{(1,40-1)/1,40} = 401 \text{ К} = 128 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Объемный КПД каждой ступени

$$\lambda_v = 1 - 0,08(3^{1/1,40} - 1) = 0,905.$$

Сопоставление полученных результатов показывает, что при использовании двухступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением уменьшается работа на сжатие (в данном примере в  $257/217 = 1,18$  раза), значительно снижается температура сжимаемого газа (с 276 до 128  $^{\circ}\text{C}$ ) и увеличивается объемный КПД компрессора (с 0,696 до 0,905). Таким образом, при переходе к многоступенчатому сжатию все три перечисленных параметра улучшаются, однако многоступенчатый компрессор сложнее одноступенчатого.

**Пример 1.52.** С помощью многоступенчатого компрессора необходимо сжимать 210 м<sup>3</sup>/ч метана (при нормальных условиях) от атмосферного давления и начальной температуры 30  $^{\circ}\text{C}$  до  $p_{абс} = 55$  ат. Определить: а) число ступеней сжатия и степени сжатия в каждой из них; б) расходуемую мощность при КПД компрессора 0,70; в) расход воды в промежуточных холодильниках при ее нагреве на 10  $^{\circ}\text{C}$ .

**Решение.** а) Степень сжатия в каждой ступени в первом приближении принимается, исходя из практических и расчетных данных о допустимых значениях температур газа. Для метана можно принять ориентировочное значение  $x = 4$ . Тогда по формуле (1.61) число ступеней будет равно

$$n = \lg(55/1) / \lg 4 = 2,89 \approx 3.$$

Если пренебречь потерями давления вследствие гидравлических сопротивлений между ступенями, то уточненное значение степени сжатия в каждом из трех цилиндров компрессора (рис. 1.28) равно

$$x = \sqrt[3]{55/1} = 3,803.$$

Таким образом, в первом цилиндре происходит сжатие от 1 до 3,803 ат; во втором от 3,803 до  $3,803 \cdot 3,803 = 14,46$  ат и в третьем от 14,46 до  $14,46 \cdot 3,803 = 55,0$  ат (рис. 1.29).

б) Если принять, что газ в промежуточных холодильниках охлаждается водой до температуры 30  $^{\circ}\text{C}$ , то суммарная работа адиабатического сжатия

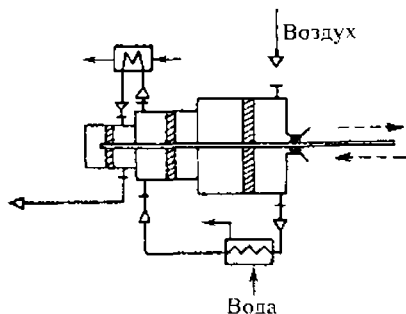


Рис. 1.28. Схема трехступенчатого поршневого компрессора (к примеру 1.52)

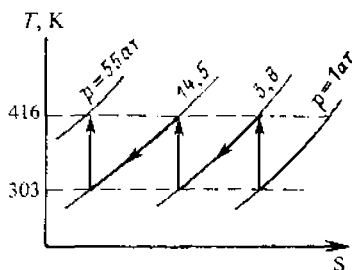


Рис. 1.29. Процесс трехступенчатого сжатия в  $T-S$  диаграмме (к примеру 1.52)

тического сжатия будет равна одинаковым значениям работ сжатия в каждой ступени (формула (1.55)):

$$l_{ад} = 3 \frac{1,31}{1,31-1} 520(273+30)[3,803^{(1,31-1)/1,31} - 1] = 743,6 \text{ Дж/кг},$$

где  $k = 1,31$  и  $R = 520 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  — показатель политропы и газовая постоянная для метана (табл. IV).

Расходуемая на сжатие мощность (формула (1.57)):

$$N = (210/3600) \cdot 0,72 \cdot 743,6/0,70 = 44,6 \text{ кВт},$$

где  $\rho_0 = 0,72 \text{ кг/м}^3$  — плотность метана при нормальных условиях (табл. IV).

в) Поскольку условия сжатия во всех трех последовательных ступенях одинаковые, то и температуры метана после каждого сжатия (на входе в промежуточные холодильники) одинаковы и вычисляются по формуле (1.56):

$$t_2 = (273 + 30) \cdot 3,803^{(1,31-1)/1,31} - 273 = 143 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Принимая одинаковое значение удельной теплоемкости метана при  $(143 + 3)/2 = 73 \text{ }^\circ\text{C}$  и давлениях от 1 до 14,5 ат  $c_p = 2,22 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ , находится тепловой поток, отдаваемый охлаждаемым аммиаком воде в обоих холодильниках:

$$Q - 2V_{c_0} \rho_0 c_p (t_2 - 30) = 2(210/3600) 0,72 \cdot 2,22 (143 - 30) = 21,1 \text{ кВт}.$$

Этот же тепловой поток может быть определен как энергия, передаваемая адиабатически сжимаемому газу в первых двух ступенях:

$$Q = 2V_{c_0} \rho_0 l_{ад} (2/3) = (210/3600) 0,72 \cdot 743,6 (2/3) = 20,8 \text{ кВт},$$

что с точностью до 1,4 % совпадает с предыдущим значением.

Массовый расход воды, охлаждающей оба промежуточных холодильника при заданном ее нагреве на  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$  (К), определится из теплового баланса:

$$M_p = Q/(c_p \Delta t) = 21,1/(4,19 \cdot 10) = 0,504 \text{ кг/с},$$

где  $c_p = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$  – удельная теплоемкость воды.

**Пример 1.53.** Определить потребляемую от электрической сети мощность при подаче 3,6 т/ч толуола при температуре  $15^\circ\text{C}$  на высоту 14 м в емкость с избыточным давлением 140 мм рт. ст. по трубопроводу  $32 \times 1,5$  мм общей длиной 250 м. На трубопроводе имеются: 1 задвижка, 4 внезапных поворота (колена) и 2 плавных поворота радиусом 175 мм. Коррозия труб незначительная. Коэффициент полезного действия передачи энергии от электрической сети к веществу потока составляет 0,68.

**Решение.** Объемный секундный расход толуола  $V_c = G/\rho = (3,6 \cdot 10^3/3600)/871 = 1,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , где  $\rho = 871 \text{ кг/м}^3$  – плотность толуола при  $15^\circ\text{C}$  согласно табл. III.

Скорость толуола находится по уравнению расхода

$$w = V_c/S = 1,15 \cdot 10^{-3}/0,785 \cdot 0,029^2 = 1,74 \text{ м/с},$$

где внутренний диаметр трубопровода равен его наружному диаметру за вычетом удвоенной толщины стенки трубы  $0,032 - 2 \cdot 0,0015 = 0,029 \text{ м}$ .

Затраты энергии на придание  $1 \text{ м}^3$  толуола скорости  $w$

$$\Delta p_{\text{вк}} = \frac{\rho w^2}{2} = \frac{871 \cdot 1,74^2}{2} = 1320 \text{ Н/м}^2 \text{ (Дж/м}^3\text{)}.$$

Затраты энергии на подъем  $1 \text{ м}^3$  толуола на высоту  $h = 14 \text{ м}$

$$\Delta p_{\text{под}} = \rho gh = 871 \cdot 9,81 \cdot 14 = 120\,000 \text{ Дж/м}^3.$$

Энергия, затрачиваемая на преодоление противодавления

$$\Delta p_{\text{дон}} = 140 \cdot 133 = 18\,600 \text{ Дж/м}^3.$$

Значение критерия Рейнольдса  $Re = wd\rho/\mu = 1,74 \cdot 0,029 \cdot 871/0,7 \cdot 10^{-3} = 6,28 \cdot 10^4$ , где  $\mu = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – вязкость толуола при  $15^\circ\text{C}$  согласно рис. III. Относительная шероховатость трубопровода  $d_s/e = 0,029/0,2 \cdot 10^{-3} = 145$ , где при незначительной коррозии средняя высота выступа шероховатости принята  $e = 0,2 \text{ мм}$  согласно табл. VIII. По значениям  $Re$  и  $d_s/e$  согласно рис. 1.4 определяется значение коэффициента трения  $\lambda = 0,0335$ .

Потери на трение в протяженном трубопроводе

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_s} \frac{\rho w^2}{2} = 0,0335 \frac{250}{0,029} \frac{871 \cdot 1,74^2}{2} = 381 \cdot 10^3 \text{ Дж/м}^3 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

По данным табл. IX находятся значения коэффициентов местных сопротивлений для задвижки  $\zeta = 0,5$ , для внезапного поворота  $\zeta = 1,8$  и плавного поворота  $\zeta = A \cdot B = 1 \cdot 0,09 = 0,09$ .

Суммарные потери энергии на всех местных сопротивлениях составят

$$\Delta p_{м.с} = \sum \zeta \rho w^2 / 2 = (1 \cdot 0,5 + 4 \cdot 1,8 + 2 \cdot 0,09) 871 \cdot 1,74^2 / 2 = 10,4 \cdot 10^3 \text{ Дж/м}^3.$$

Общие потери энергии при прохождении 1 м<sup>3</sup> толуола по трубопроводу

$$\Delta p_{общ} = \Delta p_{ск} + \Delta p_{под} + \Delta p_{дог} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{м.с} = \\ = (1,32 + 120 + 18,6 + 381 + 10,4) \cdot 10^3 = 531 \cdot 10^3 \text{ Дж/м}^3 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

Необходимая для перемещения расхода  $V_c$  толуола мощность

$$N = \frac{\Delta p_{общ} V_c}{\eta} = \frac{531 \cdot 10^3 \cdot 1,15 \cdot 10^{-3}}{0,68} = 898 \text{ Вт}.$$

**Пример 1.54.** Определить необходимую мощность воздуходувки при подаче воздуха при общем избыточном давлении 3 ат и температуре 120 °С в количестве 400 м<sup>3</sup>/ч (считая на нормальные условия 0 °С и атмосферное давление) по трубопроводу длиной 300 м и внутренним диаметром 80 мм в закрытый бак, в котором давление на 500 мм вод. ст. больше, чем на входе в трубопровод. Имеются 2 прямоугольных плавных поворота (отвода) радиусом 0,48 м и 1 прямоточный вентиль. КПД воздуходувки и привода 0,5.

**Решение.** Объемный расход воздуха пересчитывается с нормальных условий на рабочие:

$$V_c = V_{c,0} \frac{P_0}{P} \frac{273+t}{273} = \frac{400}{3600} \frac{1}{1+3} \frac{273+120}{273} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость воздуха при рабочих условиях  $w = V_c / S = 40 \cdot 10^{-3} / (0,785 \cdot 0,08^2) = 7,96 \text{ м/с}$ .

Потеря энергии на создание кинетической энергии 1 м<sup>3</sup> газа

$$\Delta p_{ск} = \frac{\rho w^2}{2} = \frac{3,60 \cdot 7,96^2}{2} = 114 \text{ Дж/м}^3 \text{ (Н/м}^2\text{)},$$

где плотность воздуха при рабочих условиях определяется по уравнению газового состояния:

$$\rho = \frac{M}{22,4} \frac{P}{P_0} \frac{273}{273+t} = \frac{29}{22,4} \frac{3+1}{1} \frac{273}{273+120} = 3,60 \text{ кг/м}^3.$$

$M = 29 \text{ кг/кмоль}$  – молярная масса воздуха;  $22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$  – объем одного киломоля любого газа при 0 °С и 760 мм рт. ст. (нормальные условия).

Вычисляется значение критерия (числа) Рейнольдса

$$Re = wd\rho/\mu = 7,96 \cdot 0,080 \cdot 3,60 / 0,023 \cdot 10^{-3} = 9,97 \cdot 10^4,$$

где  $\mu = 0,023 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – вязкость воздуха при 120 °С (рис. IV).

Отношение диаметра трубопровода к средней высоте шероховатости  $d_s/e = 0,080/0,2 \cdot 10^{-3} = 400$ .

По значениям  $Re$  и  $d_s/e$  из рис. IV находится коэффициент трения  $\lambda = 0,025$ , после чего вычисляются потери энергии на трение

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{L}{d_s} \frac{\rho w^3}{2} = 0,025 \frac{300}{0,080} \frac{3,60 \cdot 7,96^2}{2} = 10800 \text{ Дж/м}^3 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений плавного поворота при  $R_0/d = 0,48/0,080 = 6$   $\zeta = 1,0 \cdot 0,09 = 0,09$  и прямого вентили  $\zeta = 0,59$  (табл. IX). Суммарные потери на имеющихся местных сопротивлениях составляют

$$\Delta p_{м.с} = \sum \zeta \frac{\rho w^2}{2} = (2 \cdot 0,09 + 1 \cdot 0,59) \frac{3,60 \cdot 7,96^2}{2} = 87,8 \text{ Дж/м}^3.$$

Затраты энергии на преодоление противодействия

$$\Delta p_{доп} = 500 \cdot 9,81 = 4910 \text{ Дж/м}^3.$$

Общая затрата энергии на перемещение  $1 \text{ м}^3$  воздуха

$$\Delta p_{общ} = \Delta p_{сж} + \Delta p_{доп} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{м.с} = 114 + 4910 + 10800 + 87,8 = 11500 \text{ Дж/м}^3.$$

Затрачиваемая мощность

$$N = \frac{\Delta p_{общ} V_c}{\eta} = \frac{11500 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{0,5} = 1270 \text{ Вт}.$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

1.1. Вычислить плотность воздуха при  $120^\circ\text{C}$  и при  $-20^\circ\text{C}$  и  $p_{изб} = 3,0$  ат. Атмосферное давление  $760$  мм рт. ст.

1.2. Определить плотность диоксида углерода при  $85^\circ\text{C}$  и различных избыточных давлениях  $p_{изб} = 0,2$  и  $2,0$  ат. Атмосферное давление  $750$  мм рт. ст.

1.3. Рассчитать плотность водяных паров при  $90^\circ\text{C}$  и их парциальном давлении  $p = 50$  мм рт. ст. Атмосферное давление  $735$  мм рт. ст.

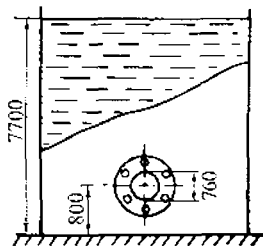
1.4. Вычислить молярную массу и плотность так называемого водяного газа при  $90^\circ\text{C}$  и абсолютном давлении  $p_{абс} = 1,2$  ат. Состав водяного газа:  $\text{H}_2 - 0,50$ ;  $\text{CO} - 0,40$ ;  $\text{N}_2 - 0,05$  и  $\text{CO}_2 - 0,05$  объемных долей.

1.5. В результате сжигания  $1$  кг коксового газа в воздухе получены следующие массовые количества продуктов сгорания:  $\text{N}_2 - 8,74$ ;  $\text{H}_2\text{O} - 1,92$  и  $\text{CO}_2 - 1,45$  кг. Определить объемный состав продуктов сгорания.

1.6. Найти плотность смеси этанола и воды при  $10^\circ\text{C}$ ; массовая доля этанола  $40\%$ .



Рис. 1.30. Емкость для хранения жидкости (к задаче 1.8)



1.7. Определить абсолютное давление в осушительной башне сернокислотного завода, если дифференциальный манометр, подключенный к внутреннему пространству башни, показывает разрежение 300 мм столба серной кислоты (98 %) относительно атмосферного давления 750 мм рт. ст.

1.8. Высота уровня мазута (относительной плотностью 0,95) от дна резервуара составляет 7700 мм (рис. 1.30). На высоте 800 мм от дна в стенке резервуара имеется лаз диаметром 760 мм, крышка которого крепится стальными болтами диаметром 10 мм. Определить давление мазута на дно резервуара и необходимое число болтов на крышке при допустимом напряжении стали на разрыв 700 кгс/см<sup>2</sup>.

1.9. Сравнить значения кинематической вязкости воды и воздуха при 80 °С при атмосферном давлении.

1.10. Определить динамическую вязкость азотоводородной смеси при атмосферном давлении и 20 °С, содержащей различные объемные доли азота: 25 и 75 %. Давление и температура в обеих смесях одинаковы.

1.11. Определить динамическую и кинематическую вязкость хлористого метила при  $p_{изб} = 1,0$  кгс/см<sup>2</sup> и 60 °С.

1.12. Найти значение динамической вязкости масла при 50 °С, если вязкость этого масла при 30 °С  $\mu_{30} = 0,033$  Па · с и при 90 °С  $\mu_{90} = 0,0070$  Па · с (за стандартную жидкость принять 100 %-й глицерин).

1.13. В трубное пространство одноходового кожухотрубчатого теплообменника (рис. 1.21), имеющего 19 труб диаметром 20 × 2 мм, через нижний штуцер диаметром 57 × 3,5 мм поступает 2,75 л/с воды. Определить скорость воды в трубах.

1.14. Вычислить скорости азота во входном и выходном сечениях труб одноходового кожухотрубчатого теплообменника, если азот в количестве 6400 м<sup>3</sup>/ч (считая на нормальные условия) охлаждается от 120 до 30 °С. Давление азота  $p_{изб} = 3,0$  ат. Число труб на один ход 379, их диаметр 16 × 1,5 мм.

1.15. По внутренней трубе холодильника типа "труба в трубе", состоящего из двух концентрических труб диаметром 29 × 2,5 и 54 × 2,5 мм, проходит 3,7 т/ч водного 17 %-го раствора хлорида кальция. В межтрубном (кольцевом) пространстве проходит 160 кг/ч охлаждаемого азота под давлением  $p_{абс} = 3,0$  ат и при средней температуре 0 °С. Определить скорости рассола и азота.

1.16. Для условий предыдущей задачи определить внутренний диаметр наружной трубы, если газ необходимо пропускать с теми

же значениями массового расхода и линейной скорости, но при атмосферном давлении.

**1.17.** Вычислить значение эквивалентного диаметра межтрубного пространства кожухотрубчатого теплообменника, в котором отсутствуют поперечные перегородки. Внутренний диаметр кожуха 625 мм; трубы имеют диаметр  $38 \times 2,5$  мм; число труб 61.

**1.18.** Определить режим течения воды в кольцевом пространстве теплообменника "труба в трубе" (рис. 1.16), изготовленного из труб  $96 \times 3,5$  мм и  $57 \times 3$  мм. Расход воды  $3,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ , ее средняя температура  $20^\circ\text{C}$ .

**1.19.** Построить эпюру скорости потока в круглой трубе диаметром  $25 \times 2$  мм, по которой проходит  $0,010 \text{ л/с}$  сероуглерода при  $10^\circ\text{C}$ . Определить также силу трения потока о стенку в расчете на один метр длины трубы и максимальную скорость на оси трубопровода (см. пример 1.7).

**1.20.** Определить толщину и среднюю скорость пленки анилина, стекающего по поверхности, имеющей угол к вертикали  $30^\circ$ . Температура анилина  $15^\circ\text{C}$ , удельное орошение поверхности  $500 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{м})$  (см. пример 1.8).

**1.21.** Определить режимы течения этанола внутри прямой трубы диаметром  $40 \times 2,5$  мм и по той же трубе, но свитой в форме змеевика диаметром 570 мм. Расход этанола  $0,125 \text{ л/с}$ ; температура  $20^\circ\text{C}$ .

**1.22.** Сравнить значения средней (расходной) скорости уксусной кислоты и ее скорости на оси прямого трубопровода диаметром  $57 \times 3,5$  мм при двух расходах  $0,20 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $2,0 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Температура кислоты  $40^\circ\text{C}$ .

**1.23.** Определить массовый расход воздуха, проходящего при  $21^\circ\text{C}$  и атмосферном давлении по трубопроводу  $332 \times 6$  мм, если показание дифференциального манометра, подключенного к трубке Пито-Прандтля (рис. 1.3), составляет 16 мм вод. ст. Трубка установлена на оси трубопровода.

**1.24.** Определить коэффициент расхода при истечении жидкости из отверстия диаметром 10 мм в дне цилиндрического бака внутренним диаметром 800 мм, если при поддерживаемом постоянном уровне жидкости 900 мм из отверстия в течение одного часа вытекает  $0,750 \text{ м}^3$  этой жидкости. Определить также время полного опорожнения бака после прекращения подачи в него жидкости.

**1.25.** Минеральное масло с относительной плотностью 0,90 протекает по горизонтальному трубопроводу диаметром  $207 \times 3,5$  мм. Определить среднюю по сечению скорость и расход масла, если показание дифманометра, подключенного к нормальной диафрагме с диаметром отверстия 76 мм (коэффициент расхода равен 0,61), равно 102 мм рт. ст. (рис. 1.2).

1.26. Определить расход этана, проходящего по трубопроводу диаметром  $160 \times 5$  мм, если показание дифманометра, подключенного к дроссельному датчику типа "труба Вентури", равно 32 мм вод. ст. Диаметр узкой части датчика 60 мм (рис. 1.31); коэффициент расхода – 0,97. Этан находится под атмосферным давлением и при температуре  $25^\circ\text{C}$ .

1.27. Вычислить потерю давления на трение при протекании воды со скоростью 2,0 м/с по прямой латунной трубе диаметром  $19 \times 2$  мм и длиной 10 м. Температура воды  $56^\circ\text{C}$ . Шероховатость латунной трубки принять  $e = 0,005$  мм.

1.28. Определить потерю давления на трение при протекании 60 %-й серной кислоты со скоростью 0,70 м/с при средней температуре  $55^\circ\text{C}$  по змеевику диаметром 800 мм, изготовленному из свинцовой трубки внутренним диаметром 50 мм и имеющему 20 витков. Принять максимальную шероховатость для свинцовых труб.

1.29. 120 кг/ч водорода передается на расстояние 1000 м по стальному трубопроводу внутренним диаметром 200 мм. Среднее давление водорода в сети равно 1530 мм рт. ст.; температура  $27^\circ\text{C}$ . Определить потери давления на трение.

1.30. Определить потерю давления на трение при перемещении 2,2 т/ч насыщенного водяного пара по трубопроводу диаметром  $108 \times 4$  мм и длиной 50 м при давлении  $p_{\text{абс}} = 6,0$  ат.

1.31. Определить в общем виде, как изменится потеря давления на трение в трубопроводе, по которому проходит азот, если при постоянном массовом расходе: а) увеличить абсолютное давление азота с 1 до 10 ат при неизменной температуре; б) увеличить температуру азота с 0 до  $t^\circ\text{C}$  при одинаковом давлении.

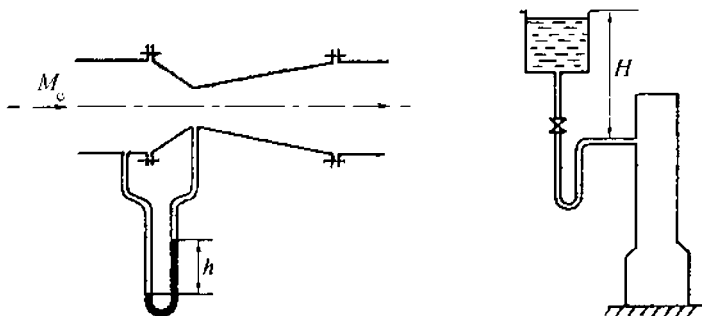


Рис. 1.31. Измерение расхода трубой Вентури (к задаче 1.26)

Рис. 1.32. Подача жидкости в колонку из напорной емкости (к задаче 1.35)

1.32. Определить в общем виде, во сколько раз увеличится расход жидкости через трубопровод удвоенного диаметра, если потеря напора на трение остается прежней, течение – турбулентное, а коэффициент трения постоянен.

1.33. Допускаемая потеря напора на трение составляет 10 м для жидкости, передаваемой по трубопроводу длиной 150 м в количестве 10 м<sup>3</sup>/ч. Определить требуемый диаметр трубопровода при коэффициенте трения 0,030.

1.34. Определить в общем виде, как изменится потеря давления на трение, если при неизменном расходе уменьшить диаметр трубопровода в два раза. Расчеты произвести в двух вариантах: а) первоначальный поток и поток в трубопроводе уменьшенного диаметра – оба ламинарные; б) оба потока находятся в автомодельной (инерционной) области.

1.35. Из открытого в атмосферу напорного бака самотеком подается жидкость относительной плотности 0,90 в колонну, где давление  $p_{\text{изб}} = 0,40$  кгс/см<sup>2</sup> (рис. 1.32). Какова должна быть высота подъема уровня жидкости над точкой ввода жидкости в колонну, чтобы обеспечить скорость подаваемой жидкости 2,0 м/с при напоре, теряемом на преодоление сил трения и местных сопротивлений, равном 2,5 м.

1.36. Из открытого напорного бака в нижний, также открытый бак самотеком при температуре 20 °С спускается глицерин по трубе диаметром 29 × 2 мм и общей длиной 110 м. Разность уровней глицерина в баках постоянна и составляет 10 м. Определить расход глицерина, если можно пренебречь местным сопротивлением и затратами разности давлений на создание кинетической энергии потока.

1.37. Из реактора, в котором поддерживается разрежение 200 мм рт. ст., в открытый напорный бак насосом перекачивается 20 т/ч хлорбензола при 45 °С. Стальной трубопровод диаметром 76 × 4 мм и длиной 26 м имеет 2 крана, диафрагму с внутренним отверстием  $d_0 = 48$  мм, 5 плавных поворотов под углом 90° ( $R_0/d = 3,0$ ). Определить потребляемую насосом мощность при КПД насосной установки 0,70 и высоте подъема хлорбензола 15 м.

1.38. В теплообменном аппарате типа "труба в трубе" (рис. 1.16), выполненном из стальных труб диаметрами 44,5 × 3,5 мм и 89 × 5 мм и длиной 48 м, в кольцевом пространстве между трубами охлаждается 1900 кг/ч толуола от 70 до 30 °С. Охлаждающая вода, проходя по внутренней трубе, нагревается от 14 до 21 °С. Определить потери на трение для толуола и для воды, приняв среднюю температуру наружной поверхности стенки внутренней трубы 25 °С.

1.39. По межтрубному пространству кожухотрубчатого теплообменного аппарата (без поперечных перегородок) под атмосферным давлением и при средней температуре  $-10^{\circ}\text{C}$  проходит  $3000\text{ м}^3/\text{ч}$  (при нормальных условиях) азота. Диаметр 187 стальных труб теплообменника  $18 \times 2\text{ мм}$ ; диаметр кожуха  $426 \times 12\text{ мм}$ ; диаметр входного и выходного штуцеров равен  $250\text{ мм}$ ; длина труб  $2,0\text{ м}$  (рис. 1.21). Рассчитать потери давления в межтрубном пространстве.

1.40. Определить гидравлические потери при прохождении по межтрубному пространству кожухотрубчатого теплообменника с поперечными перегородками  $20\text{ кг/с}$  воды при средней температуре  $20^{\circ}\text{C}$  (рис. 3.3). Общее число труб диаметром  $25 \times 2\text{ мм}$  в аппарате 206; число сегментных перегородок 18; площадь в наиболее узком сечении межтрубного пространства  $0,040\text{ м}^2$ ; диаметр штуцеров  $200\text{ мм}$ .

1.41. Производится моделирование промышленного аппарата, в котором под влиянием сил трения, тяжести и инерции должна транспортироваться нефть со скоростью  $1,0\text{ м/с}$ . Определить, каков должен быть определяющий размер модели по отношению к размеру аппарата и какова должна быть скорость движения потока в модели, если в качестве модельной жидкости используется вода, кинематическая вязкость которой в 50 раз меньше, чем у нефти.

1.42. Холодильный рассол ( $25\%$ -й водный раствор  $\text{CaCl}_2$ ) с расходом  $4,6\text{ м}^3/\text{ч}$  перекачивается из холодильной установки в конденсатор, расположенный на высоте  $16\text{ м}$ . Плотность и динамическая вязкость рассола составляют  $\rho = 1200\text{ кг/м}^3$  и  $9,5 \cdot 10^{-3}\text{ Па} \cdot \text{с}$ ; общая длина и диаметр стального трубопровода  $80\text{ м}$  и  $32 \times 2,5\text{ мм}$ ; имеются 6 плавных поворотов на  $90^{\circ}$  (радиус поворота  $0,11\text{ м}$ ) и 4 прямооточных вентиля. Определить мощность, потребляемую насосной установкой, если ее общий КПД составляет  $75\%$ .

1.43. Вода при  $10^{\circ}\text{C}$  подается в открытый резервуар (рис. 1.33), расположенный на высоте  $50\text{ м}$  по отношению к нижнему уровню воды, по стальному трубопроводу с внутренним диаметром  $80\text{ мм}$  и расчетной длиной (собственная длина плюс эквивалентная длина всех

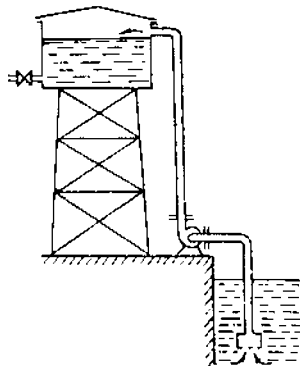


Рис. 1.33. Схема подъема жидкости с помощью центробежного насоса (к задаче 1.43)

местных сопротивлений)  $L_{\Sigma} = L + (d/\lambda) \sum \zeta_i = 165$  м. Определить

расходуемую насосной установкой мощность при подаче 575 л/мин воды, если общий КПД равен 0,65.

1.44. По горизонтальному прямому воздухопроводу прямоугольного сечения  $400 \times 600$  мм, изготовленному из кровельного железа, подается 14,4 т/ч воздуха при  $27^\circ\text{C}$  и атмосферном давлении. Длина воздухопровода 60 м. Определить потребляемую электродвигателем мощность при его КПД 0,95 и КПД вентилятора 0,60.

1.45. Определить мощность, потребляемую электродвигателем газодувки при перемещении по трубопроводу длиной 180 м и внутренним диаметром 100 мм диоксида углерода под избыточным давлением  $p_{\text{изб}} = 2$  ат и температуре  $75^\circ\text{C}$  с массовой скоростью  $30 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ . Шероховатость материала трубы  $e = 0,7$  мм. На трубопроводе имеется задвижка и четыре колена под углом  $90^\circ$ . КПД газодувки составляет 70 %.

1.46. По трубопроводу длиной 240 м и диаметром  $27 \times 2,5$  мм под действием разности высот начальной и конечной точек трубопровода в 200 мм самотеком стекает нитробензол. Определить расход нитробензола при температуре  $20^\circ\text{C}$ .

1.47. Найти значение диаметра трубопровода, при котором сумма капитальных и эксплуатационных затрат на транспортировку газа будет минимальной. Длина трубопровода 1500 м. Расход воздуха при избыточном давлении 2 ат и температуре  $28^\circ\text{C}$  составляет  $1,60 \text{ м}^3/\text{с}$ . Нагнетательная установка имеет общий КПД 70 %. Длина, эквивалентная всем имеющимся на трубопроводе местным сопротивлениям, составляет 130 м. Принять коэффициент трения  $\lambda = 0,034$ . Данные о стоимостях принять, как в примере 1.30.

1.48. Определить необходимое давление воздуха, при котором он должен подаваться в монтежу (рис. 1.34) для подъема серной кислоты на высоту 21 м; потери давления на трение, местные сопротивления и на создание скорости потока  $\Delta p = 45 \text{ 100 Па}$ .

1.49. Рассчитать гидравлические потери на слое сухой насадки из керамических колец  $15 \times 15 \times 2$  мм высотой 3,0 м при прохождении через него воздуха при  $20^\circ\text{C}$  и атмосферном давлении со скоростью  $0,40 \text{ м/с}$  (на полное сечение).

1.50. Определить полный напор, развиваемый насосом при перекачивании жидкости плотностью  $960 \text{ кг/м}^3$  из открытой в атмосферу емкости в аппарат с избыточным давлением  $p_{\text{изб}} = 23$  ат (рис. 1.7), расположенный на высоте 19 м, при общем сопротивлении всасывающей и нагнетательной линий 35 м.

1.51. Показание манометра на нагнетательном патрубке насоса, перекачивающего 30 %-ю серную кислоту, составляет  $4,8 \text{ кгс/см}^2$ ,

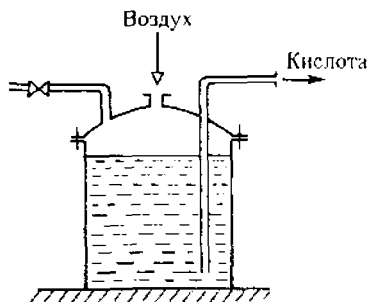


Рис. 1.34. Монтаж (к задаче 1.48)

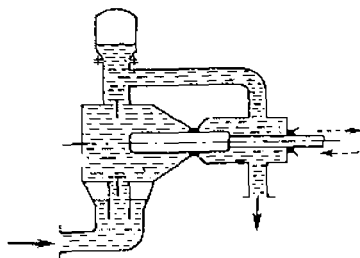


Рис. 1.35. Плунжерный насос (к задаче 1.55)

а показание вакуумметра на всасывающем патрубке одинакового диаметра с нагнетательным составляет 30 мм рт. ст. Разность высот подключения вакуумметра и манометра 0,50 м. Определить напор, развиваемый насосом.

1.52. Определить необходимую мощность электродвигателя насосной установки для перекачивания 14 л/с 30 %-й соляной кислоты при развиваемом полном напоре 58 м. КПД насоса 0,69, КПД редуктора 0,90 и КПД электродвигателя 0,95.

1.53. Определить КПД насосной установки при подаче 380 л/мин толуола при полном напоре 31 м и потребляемой мощности 2,5 кВт.

1.54. Определить максимальную температуру перекачиваемой воды, при которой еще возможно ее всасывание на высоту 3,6 м, если поршневой насос (рис. 1.8) расположен на высоте 300 м над уровнем мирового океана, а общая потеря высоты всасывания составляет 5,5 м вод. ст.

1.55. Определить производительность насоса с дифференциальным плунжером (рис. 1.35), диаметры которого 340 и 240 мм. Длина и частота хода плунжера 480 мм и 60 мин<sup>-1</sup>; коэффициент подачи насоса 0,85. Определить также количество жидкости, подаваемой при ходе плунжера в одну сторону.

1.56. С помощью насоса двойного действия (рис. 1.23) с диаметрами плунжера и штока 180 мм и 50 мм, радиусом кривошипа привода 145 мм и частотой вращения 55 мин<sup>-1</sup> за 26,5 мин заполняется емкость диаметром 3,0 м и высотой 2,6 м. Вычислить коэффициент подачи насоса.

1.57. Определить теоретически допустимую высоту всасывания центробежным насосом, перекачивающим 140 м<sup>3</sup>/ч воды при температуре 30 °С. Атмосферное давление 745 мм рт. ст., частота вращения колеса насоса 1800 мин<sup>-1</sup>, суммарная потеря напора во всасывающей линии составляет 4,2 м.

1.58. Определить необходимые значения напора и потребляемой мощности при КПД насосной установки 0,55, если с помощью центробежного насоса необходимо перекачивать  $15 \text{ м}^3/\text{ч}$  анилина по трубопроводу диаметром  $70 \times 2,5 \text{ мм}$  из сборника с атмосферным давлением в аппарат с избыточным давлением 0,3 ат. Высота подъема 8,5 м; расчетная длина трубопровода с учетом местных сопротивлений 124 м; коэффициент трения в трубопроводе принять  $\lambda = 0,030$ .

1.59. Определить производительность, развиваемый напор, потребляемую насосом мощность и КПД при  $1450 \text{ мин}^{-1}$ , если при  $n_1 = 1140 \text{ мин}^{-1}$  этот насос показал следующие данные:  $V_c = 15,6 \text{ л/с}$ ;  $H = 42 \text{ м}$  и  $N = 11 \text{ кВт}$ .

1.60. Испытания центробежного насоса дали следующие результаты:

$V_c \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{мин}$	0	100	200	300	400	500
$H, \text{ м}$	37,2	38,0	37,0	34,5	31,8	28,5

Определить расход жидкости, подаваемой этим насосом на высоту 5,0 м по трубопроводу диаметром  $76 \times 4 \text{ мм}$  и расчетной длиной (с учетом местных сопротивлений) 360 м. Принять  $\lambda = 0,030$  и отсутствие противодавления. Найти также производительность насоса при тех же условиях, но с увеличенной до 19 м высотой подъема.

1.61. Определить производительность шестеренчатого насоса (рис. 1.25) при числе зубьев на шестерне 12, ширине зуба 30 мм, площади пространства между соседними зубьями  $7,85 \text{ см}^2$ , коэффициенте подачи насоса 0,70 и частоте вращения  $650 \text{ мин}^{-1}$ .

1.62. Определить необходимую мощность электродвигателя для вентилятора производительностью  $6600 \text{ м}^3/\text{ч}$ , развивающего полный напор 850 Па при КПД 0,65.

1.63. Вентилятор, работающий при частоте вращения рабочего колеса  $960 \text{ мин}^{-1}$ , подает  $3200 \text{ м}^3/\text{ч}$  воздуха, потребляя мощность 0,80 кВт и создавая избыточный напор 44 мм вод. ст. Определить значения расхода, создаваемого избыточного напора, потребляемой мощности и КПД вентилятора при  $1250 \text{ мин}^{-1}$ .

1.64. Определить расход воздуха, подаваемый вентилятором примера 1.47, при работе его на новую гидравлическую сеть, у которой при расходе через нее  $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$  воздуха суммарные затраты разности давлений ( $\Delta p_{\text{ск}} + \Delta p_{\text{т}} + \Delta p_{\text{м.с.}}$ ) составляют 265 Па, а разность давлений в пространствах нагнетания и всасывания равна 20 мм вод. ст.

1.65. Вычислить, а также найти по  $T-S$  диаграмме состояния удельную затрату работы и температуру воздуха после его адиабатического сжатия в 3,5 раза при начальной температуре  $0^\circ \text{C}$ .



1.66. Определить мощность, затрачиваемую при адиабатическом сжатии  $5,6 \text{ м}^3/\text{ч}$  диоксида углерода (при условиях всасывания) от 20 до 70 абсолютных атмосфер и начальной температуре  $-15^\circ\text{C}$ . Вычислить также объемный КПД компрессора, если вредное пространство составляет 6 % от описываемого поршнем объема, а показатель политропы для расширяющейся части газа  $m = 1,2$ .

1.67. Вычислить производительность одноступенчатого компрессора и потребляемую им мощность при сжатии от атмосферного давления до 4 абсолютных атмосфер воздуха при его начальной температуре  $25^\circ\text{C}$ . Диаметр и ход поршня 250 и 275 мм; частота хода поршня  $5,0 \text{ с}^{-1}$ ; объем мертвого пространства составляет 5 % от объема цилиндра; КПД компрессора 72 %; показатель политропы для расширения воздуха, остающегося в мертвом пространстве, принять на 10 % меньше показателя адиабаты.

1.68. Определить допустимое значение степени адиабатического сжатия в одноступенчатом поршневом компрессоре для: а) воздуха; б) метана; в) бутана, если предельная температура после сжатия не должна превышать  $160^\circ\text{C}$ . Параметры всасывания соответствуют атмосферному давлению и  $25^\circ\text{C}$ .

1.69. Определить удельную работу на адиабатическое сжатие водорода от 1,5 до 17 абсолютных атмосфер при одно- и двухступенчатом сжатии и начальной температуре  $20^\circ\text{C}$ . Степени сжатия в каждой из двух ступеней одинаковы; после первой ступени водород охлаждается до начальной температуры.

1.70. Определить число ступеней адиабатического сжатия азота от 1 до 120 абсолютных атмосфер, если допустимая температура после сжатия в каждой из ступеней не должна превышать  $140^\circ\text{C}$ . В промежуточных холодильниках азот охлаждается до начальной температуры  $20^\circ\text{C}$ .

1.71. Определить потребляемую компрессором мощность и суммарный расход воды на два промежуточных и концевой холодильники трехступенчатого поршневого компрессора, в котором сжимается  $625 \text{ м}^3/\text{ч}$  (при нормальных условиях) этилена от 1 до 18 абсолютных атмосфер. Охлаждение газа между ступенями и после сжатия производится до начальной температуры  $20^\circ\text{C}$ . Степень сжатия во всех ступенях одинаковая. Вода, отводящая выделяющуюся при адиабатическом сжатии теплоту, нагревается на  $13 \text{ K}$  ( $^\circ\text{C}$ ).

1.72. Вычислить необходимую мощность, затрачиваемую на перемещение  $800 \text{ кг/ч}$  анилина по трубопроводу диаметром  $20 \times 1,5 \text{ мм}$ , общей длиной  $L = 200 \text{ м}$  и средней шероховатостью внутренней поверхности  $\epsilon = 0,2 \text{ мм}$  при температуре  $40^\circ\text{C}$ . На трубопроводе имеются 3 нормальных вентиля и одна задвижка, 3 внезапных (на  $90^\circ$ ) и два плавных поворота под углом  $90^\circ$  и радиусом  $100 \text{ мм}$ .

Высота подъема жидкости составляет 15 м. Разность статических давлений в конце и в начале трубопровода (противодавление) составляет  $\Delta p_{\text{доп}} = 500$  мм рт. ст. КПД привода равен 0,8.

1.73. Определить необходимую мощность для перемещения  $900 \text{ м}^3/\text{ч}$  (при  $0^\circ\text{C}$  и 760 мм рт. ст.) диоксида углерода по трубопроводу  $108 \times 4$  мм общей длиной 400 м и общем давлении в трубопроводе 500 мм рт.ст. Шероховатость внутренней поверхности трубы равна 0,2 мм; температура диоксида углерода  $50^\circ\text{C}$ . На трубопроводе имеются 5 внезапных поворотов на  $90^\circ$  и один плавный поворот под углом  $120^\circ$  и радиусом 600 мм, один прямооточный и 2 нормальных вентиля, а также одна задвижка. Высота подъема трубопровода 10 м. Противодавление составляет 800 мм рт. ст. КПД привода равен 0,7.

### ПРИМЕР ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДА

$5,0 \text{ кг/с}$  30 %-го раствора уксусной кислоты в воде подается из резервуара с давлением 1 ат в ректификационную колонну, абсолютное давление в которой  $p_{\text{абс}} = 0,80$  ат. Точка подачи раствора в колонну расположена на 8,0 м выше уровня раствора в резервуаре (рис. 1.36). Длина трубопровода от резервуара до теплообменника 600 м; на этом участке имеется нормальная диафрагма с диаметром отверстия 48 мм, две задвижки, один вентиль и 12 плавных поворотов на  $90^\circ$  при относительном радиусе поворота  $R_0/d = 4$ . В четырехходовом кожухотрубчатом теплообменнике раствор подогревается от 15 до  $90^\circ\text{C}$ . Теплообменный

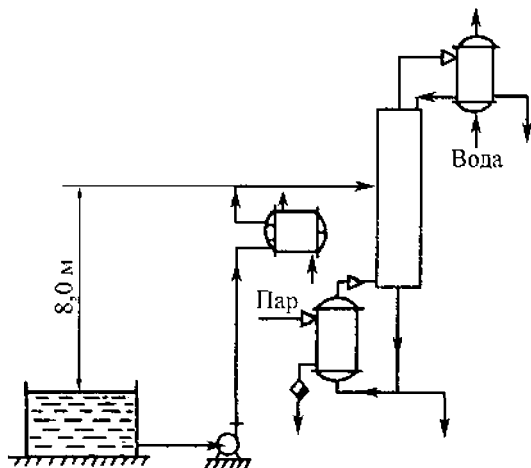


Рис. 1.36. Схема подачи жидкости через теплообменный аппарат (к примеру расчета трубопровода)

аппарат (ТОА) имеет общее число труб 206, их длина 4,0 м и диаметр  $25 \times 2$  мм. Температура внутренней поверхности стенок труб, внутри которых проходит нагреваемый раствор, составляет  $97^\circ\text{C}$ . Длина трубопровода от теплообменника до ректификационной колонны 6,0 м; на этом участке установлена задвижка и имеются два поворота: один на  $90^\circ$  и один на  $120^\circ$  при  $R_0/d = 3$ .

Требуется выбрать оптимальный с точки зрения приведенных затрат диаметр трубопровода и подобрать марку насоса, устанавливаемого на уровне исходного резервуара.

1. Проведение гидравлических расчетов требует определения значений плотности и динамической вязкости раствора при трех значениях температур.

Согласно формуле (1.3) находятся значения плотностей раствора: при  $15^\circ\text{C}$

$$1/\rho_{\text{см}} = 0,70/999 + (1 - 0,70)/1054; \quad \text{откуда } \rho_{\text{см}} = 1015 \text{ кг/м}^3,$$

где  $\rho_n = 999$  и  $\rho_k = 1054$  – плотности воды и уксусной кислоты при  $15^\circ\text{C}$  (табл. III),  $\text{кг/м}^3$ ;  $\bar{x} = 0,70$  – массовая доля воды (низкокипящий компонент смеси);

при  $90^\circ\text{C}$

$$1/\rho_{\text{см}} = 0,70/965 + (1 - 0,7)/970; \quad \rho_{\text{см}} = 966 \text{ кг/м}^3;$$

при  $(15 + 90)/2 = 52,5^\circ\text{C}$  – средней температуре раствора в теплообменнике – аналогично  $\rho_{\text{см}} = 995 \text{ кг/м}^3$ .

Значения динамической вязкости раствора определяются по формуле (1.9):

при  $15^\circ\text{C}$

$$\mu_{\text{см}} = 0,00115^{0,886} \cdot 0,00140^{0,114} = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

где  $\mu_n = 0,00115$  и  $\mu_k = 0,00118$  – вязкость воды и уксусной кислоты при  $15^\circ\text{C}$  (рис. III),  $\text{Па} \cdot \text{с}$ ;  $x = (0,70/18)/(0,70/18 + 0,30/60) = 0,886$  – молярная доля воды, 18 и 60 – относительные молекулярные массы воды и кислоты,  $\text{кг/кмоль}$ ; 0,114 – молярная доля кислоты;

при  $90^\circ\text{C}$  аналогично

$$\mu_{\text{см}} = 0,00029^{0,886} \cdot 0,00050^{0,114} = 0,309 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

при  $52,5^\circ\text{C}$

$$\mu_{\text{см}} = 0,00055^{0,886} \cdot 0,00080^{0,114} = 0,574 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

2. Производится расчет разности давлений, необходимой для преодоления гидравлического сопротивления трубного пространства теплообменного аппарата.

Скорость движения раствора по трубам согласно уравнению расхода:

$$w_{\text{тр}} = \frac{5,0/995}{0,785(0,025 - 2 \cdot 0,002)^2 (206/4)} = 0,282 \text{ м/с}.$$

$$Re = 0,282 \cdot 0,021 \cdot 995 / 0,574 \cdot 10^{-3} = 10\,300.$$

Коэффициент трения при  $Re = 10\,300$  и  $d/e = 21/0,2 = 105$ , где  $e = 0,2$  мм – средняя шероховатость внутри стальных труб согласно рис. 1.4,  $\lambda = 0,039$ .

Находятся потери на трение в четырех последовательных ходах теплообменника (формула (1.27)):

$$\Delta p_{тр} = 0,039 \frac{4 \cdot 4}{0,021} \frac{995 \cdot 0,282^2}{2} = 1170 \text{ Па}.$$

Скорость раствора во входном и выходном штуцерах (принимая диаметры штуцеров  $159 \times 4,5$  мм):

$$w_{ш, вх} = \frac{5,0/1015}{0,785 \cdot 0,150^2} = 0,275 \text{ м/с}; \quad w_{ш, вых} = \frac{5,0/966}{0,785 \cdot 0,150^2} = 0,289 \text{ м/с}.$$

Потери давления при входе в трубное пространство ТОА и выходе из него:

$$\Delta p_{ш, вх} = 1,5 \cdot 1015 \cdot 0,275^2 / 2 = 57,6 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{ш, вых} = 1,5 \cdot 966 \cdot 0,289^2 / 2 = 60,5 \text{ Па},$$

где  $\zeta = 1,5$  – суммарный коэффициент местного сопротивления выхода из штуцера и входа в штуцер.

Потери давления на четырех входах и четырех выходах из труб ТОА в его камеры (см. пример 1.31):

$$\Delta p_r = 8 \cdot 1,0 \cdot 995 \cdot 0,282^2 / 2 = 316 \text{ Па},$$

где  $\zeta = 1,0$  – суммарный коэффициент местного сопротивления входа и выхода из труб ТОА.

Потери на трех поворотах потока на  $180^\circ$  в трех камерах

$$\Delta p_{пов} = 3 \cdot 2,5 \cdot 995 \cdot 0,282^2 / 2 = 296 \text{ Па},$$

где  $\zeta = 2,5$  – коэффициент местного сопротивления поворота между ходами.

Таким образом, суммарные потери при прохождении изотермического потока по трубному пространству четырехходового ТОА

$$\Delta p_{ТОА} = 1170 + 57,6 + 60,5 + 316 + 296 = 1900 \text{ Па}.$$

Первое и два последних слагаемых в принципе должны быть скорректированы в связи с имеющим место различием температуры внутренних стенок трубок и средней температуры потока. Согласно формуле (1.32) необходимо определить поправочный множитель, представляющий отноше-

ние критериев Прандтля при температурах 97 и 52,5 °С. Чтобы вычислить значения  $Pr$  для условий примера, необходимо определять кинетические коэффициенты смеси воды и уксусной кислоты. Строго говоря, такие кинетические свойства, как вязкость, теплопроводность или температуропроводность (см. гл. 3), не являются аддитивными, и, следовательно, при отсутствии экспериментальных данных по значениям этих свойств непосредственно для смеси нужного состава, да еще в зависимости от температуры (что почти всегда имеет место на практике), отношение  $Pr/Pr_w$  приходится вычислять приближенно.

Для условий примера приближенный характер оценки влияния неизотермичности вполне возможен, поскольку относительная доля потерь энергии внутри ТОА мала по сравнению с потерями на протяженном участке трубопровода до теплообменника (см. ниже). В первом приближении вместо отношения критериев Прандтля используется отношение динамических вязкостей, как наиболее значительно изменяющегося в зависимости от температуры кинетического свойства смеси по сравнению с изменением теплоемкости и теплопроводности (см. рис. VIII и IX):  $\kappa \approx (\mu_{см. 97}/\mu_{см. 52,5})^{1/3} = (0,000264/0,000574)^{1/3} = 0,772$ . (Если согласно иному приближению все же принять значения критериев Прандтля по правилу аддитивности, то  $Pr_{см. 97} = Pr_{н. 97} \bar{x} + Pr_{к. 97} (1 - \bar{x}) = 1,5 \cdot 0,70 + 9,2 (1 - 0,70) = 3,81$ ;  $Pr_{см. 52,5} = 3,5 \cdot 0,70 + 11,6 (1 - 0,70) = 5,93$ , где значения критериев Прандтля для чистых веществ при температурах 97 и 52,5 °С находятся по рис. X;  $\kappa = (3,81/5,93)^{1/3} = 0,863$ .) Влияние неизотермичности более заметным оказалось в первом случае,  $\kappa = 0,772$ , что и учитывается путем умножения на этот коэффициент первого, четвертого и пятого слагаемых суммарных потерь в трубном пространстве ТОА:

$$\Delta p_{ТОА} = 1170 \cdot 0,772 + 57,6 + 60,5 + (316 + 296) 0,772 = 1490 \text{ Па.}$$

Для расчета потерь на трубопроводах необходимо предварительно задаться значением скорости движения смеси. Согласно данным п. 7 принимается значение  $w = 1,0$  м/с, соответствующее течению капельных жидкостей под напором. Тогда диаметр трубы для участка от ТОА до колонны:

$$d = \sqrt{(5,0/966)/(0,785 \cdot 1,0)} = 0,0812 \text{ м.}$$

В стандартах на стальные трубы имеется размер  $89 \times 4$  мм (табл. 1.1); внутренний диаметр такой трубы практически равен найденному значению.

Вычисляется критерий Рейнольдса для горячего участка трубопровода

$$Re_r = 1,0 \cdot 0,081 \cdot 966/0,000309 = 2,53 \cdot 10^5.$$

По табл. VIII принимается шероховатость стальной трубы  $e = 0,2$  мм, тогда  $d/e = 81/0,2 = 405$  и коэффициент трения (рис. 1.4)  $\lambda = 0,025$ .

Таблица 1.1. Диаметры стальных труб

Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Материал	Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Материал	Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Материал
14×2	У, Н*	48×3	Н	133×6	Н
14×2,5	Н	48×4	У	133×7	У
14×3	У	56×3,5	Н	159×4,5	У
16×2	У, Н	57×2	У	159×5	У
18×3	У, Н	57×2,5	У	159×6	Н
20×2	Н	57×4	У	159×7	У
20×2,5	У	70×3	Н	194×6	У
22×2	У, Н	70×3,5	У	194×10	У
22×3	У	76×4	У	219×6	У
25×2	У, Н	89×4,5	У	219×8	У
25×3	У	89×6	У	245×7	У
32×3	Н	95×4	У, Н	245×10	У
32×3,5	У	95×5	У	273×10	У
38×2	Н, У	108×4	У	325×10	У
38×3	Н	108×5	У	325×12	У
38×4	У	108×6	Н	377×10	У
45×3,5	Н	133×4	У	426×11	У
45×4	У				

\* У – углеродистая; Н – нержавеющая сталь.

Потери на трение на шестиметровом участке трубопровода

$$\Delta p_{\text{тр.г}} = 0,025 \frac{6,0}{0,081} \frac{966 \cdot 1,0^2}{2} = 900 \text{ Па.}$$

Потери на местных сопротивлениях горячего участка

$$\Delta p_{\text{м.г}} = (1 \cdot 0,13 + 1,17 \cdot 0,13 + 0,5 + 1,0) 966 \cdot 1,0^2 / 2 = 861 \text{ Па,}$$

где слагаемые в скобках – коэффициенты местных сопротивлений двух поворотов, задвижки и выхода из трубопровода в колонну (табл. IX).

Таким образом, потери на горячем участке трубопровода составляют

$$\Delta p_{\text{г}} = 900 + 861 = 1761 \text{ Па.}$$

Потери разности давления на протяженном, холодном участке трубопровода складываются из потерь на собственно трение, на местные сопротивления и на подъем жидкости:

$$\Delta p_{\text{тр. х}} = 0,025 \cdot \frac{600}{0,081} \cdot \frac{1015 \cdot 0,956^2}{2} = 85\,900 \text{ Па},$$

где  $w_x = (5,0/1015)/(0,785 \cdot 0,081^2) = 0,956 \text{ м/с}$  – скорость холодной жидкости;  $d = 0,081 \text{ м}$  – внутренний диаметр трубопровода, принимаемый равным принятому выше диаметру торячего участка трубопровода;  $\lambda = 0,025$  – коэффициент трения, полученный из рис. 1.4 при  $d/e = 81/0,2 = 405$  и  $\text{Re}_x = 0,956 \cdot 0,081 \cdot 1015/1,18 \cdot 10^{-3} = 6,66 \cdot 10^5$ .

Потери на местные сопротивления холодного участка

$$\Delta p_{\text{м.с.}} = (12,3 + 2 \cdot 0,5 + 0,65 \cdot 0,9 + 12 \cdot 1,0 \cdot 0,14) 1015 \cdot 0,956^2/2 = \\ = 9665 \text{ Па},$$

где в скобках указаны коэффициенты местных сопротивлений для нормальной диафрагмы при модуле  $m = (48/81)^2 = 0,35$ ; двух задвижек, вентили и двенадцати поворотов.

Затраты удельной энергии на придание потоку скорости

$$\Delta p_{\text{ск}} = 1015 \cdot 0,956^2/2 = 464 \text{ Па},$$

$$\Delta p_x = \Delta p_{\text{тр. х}} + \Delta p_{\text{м.с. х}} = 85\,900 + 9665 = 95\,565 \text{ Па}.$$

Затраты удельной энергии на подъем холодной жидкости

$$\Delta p_{\text{под}} = \rho_{\text{см}} g H = 1015 \cdot 9,81 \cdot 8,0 = 79\,700 \text{ Па}.$$

Разность давлений в резервуаре и в колонне

$$\Delta p_{\text{доп}} = (1,0 - 0,8) 9,81 \cdot 10^4 = 19\,600 \text{ Па}.$$

Общий перепад давлений, необходимый на преодоление всех видов сопротивлений трубопровода и теплообменника, а также на создание скорости, на подъем потока с учетом  $\Delta p_{\text{доп}}$ :

$$\Delta p_{\text{общ}} = \Delta p_{\text{ГОА}} + \Delta p_{\text{Г}} + \Delta p_{\text{тр. х}} + \Delta p_{\text{м.с. х}} + \Delta p_{\text{ск}} + \Delta p_{\text{под}} - \Delta p_{\text{доп}} = \\ = 1490 + 1761 + 85\,900 + 9665 + 464 + 79\,700 - 19\,600 = 159\,400 \text{ Па}.$$

Электрическая мощность на транспортирование  $5,0/1015 = 4,93 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  смеси по гидравлической сети:

$$N = 159,4 \cdot 10^3 \cdot 4,93 \cdot 10^{-3}/0,6 = 1,31 \text{ кВт}.$$

Затраты на электроэнергию при ее стоимости  $12 \text{ руб/кВт} \cdot \text{ч}$  и круглосуточной работе в течение 330 дней в году

$$\Theta = 1,31 \cdot 12 \cdot 24 \cdot 330 = 124\,500 \text{ руб/год}.$$

Капитальные затраты (стоимость, амортизация и ремонт) трубопровода диаметром  $76 \times 4 \text{ мм}$  при стоимости этих затрат  $1200 \text{ руб/год}$  на 1 метр длины и 1 метр диаметра составляют

$$\text{ЕК} = 1200 \cdot 600 \cdot 0,089 = 64\,000 \text{ руб/год}.$$

# Приведенные затраты

$$\Pi = \text{ЕК} + \text{Э} = 64\,000 + 124\,500 = 188\,500 \text{ руб./год.}$$

Далее производятся аналогичные расчеты потерь давлений при соседних стандартных значениях диаметров труб. Существенно, что при такого рода расчетах значения величин  $\Delta p_{\text{тол}}$ ,  $\Delta p_{\text{лод}}$  и  $\Delta p_{\text{доп}}$  остаются прежними, поскольку они не зависят от скоростей в трубопроводе.

Если первый шаг в процедуре изменения диаметра трубопровода сделать в сторону его уменьшения ( $76 \times 4$  мм), то это приводит к увеличению скоростей жидкости как в горячей, так и в холодной частях трубопровода ( $w_r = 1,42$  и  $w_x = 1,36$  м/с), что увеличивает потери давления на преодоление трения и местных сопротивлений. При этом общая разность давлений становится равной  $\Delta p_{\text{общ}} = 286$  кПа, необходимая мощность на перемещение и подъем потока  $N = 2,35$  кВт и эксплуатационные расходы  $\text{Э} = 224\,000$  руб/год. Затраты на амортизацию и ремонт  $\text{ЕК} = 1200 \cdot 606 \cdot 0,076 = 55\,200$  руб/год. Приведенные затраты  $\Pi = 55\,200 + 224\,000 = 279\,200$  руб/год, что превышает затраты при диаметре трубопровода  $89 \times 4$  мм. Поэтому следующее значение диаметра, для которого следует произвести аналогичные расчеты, соответствует большему диаметру, например  $108 \times 4$  мм. Результаты расчетов, выполненных по приведенному выше алгоритму, представлены в таблице:

Диаметр трубопровода, м/с	$w_r$ , м/с	$\Delta p_r$ , кПа	$w_x$ , м/с	$\Delta p_x$ , кПа	$\Delta p_{\text{ск}}$ , кПа	$\Delta p_{\text{тол}}$ , кПа
76×4	1,42	3,89	1,36	223	0,94	1,49
89×4	1,00	1,76	0,956	95,6	0,46	1,49
108×4	0,66	0,66	0,618	29,5	0,20	1,49
133×4	0,423	0,36	0,397	21,0	0,09	1,49
159×4,5	0,293	0,11	0,279	14,3	0,04	1,49

Диаметр трубопровода, мм	$\Delta p_{\text{лод}}$ , кПа	$\Delta p_{\text{доп}}$ , кПа	$\Delta p_{\text{общ}}$ , кПа	$N$ , кВт	$\text{Э}$ , руб/год	$\text{ЕК}$ , руб/год	$\Pi$ , руб/год
76×4	79,7	19,6	286	2,35	224 000	55 200	279 200
89×4	79,7	19,6	159,4	1,31	124 500	64 000	188 500
108×4	79,7	19,6	101	0,825	78 400	87 400	165 800
133×4	79,7	19,6	81,5	0,670	63 600	96 800	160 400
159×4,5	79,7	19,6	76,0	0,624	59 300	114 500	173 800



Таким образом, при дальнейшем увеличении диаметра трубопровода стоимость амортизации и ремонта пропорционально увеличивается, а эксплуатационные расходы уменьшаются, но все в меньшей и меньшей степени, поскольку потери за счет слагаемых, зависящих от скорости, становятся малыми по сравнению с постоянными затратами на подъем жидкости.

Итак, минимум приведенных затрат в условиях данного примера соответствует стандартному трубопроводу диаметром  $133 \times 4$  мм. По значениям полного напора  $H = \Delta p_{\text{общ}} / (\rho_{\text{сж}} g) = 81\,500 / (1015 \cdot 9,81) = 8,2$  м и объемного расхода  $V_c = 5,0/1015 = 4,93 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с производится подбор насоса (X20/18;  $V_c = 5,5$  л/с;  $H = 10,5$  м;  $n = 48,3$  с<sup>-1</sup> с двигателем АО2-31-2;  $N = 3$  кВт) (табл. 1.2).

Таблица 1.2. Характеристики центробежных насосов

Марка насоса	$V_c$ , м <sup>3</sup> /с	$H$ , м столба жидкости	$n$ , с <sup>-1</sup>	$\eta_n$	Электродвигатель		
					тип	$N_n$ , кВт	$\eta_d$
X2/25	$4,2 \cdot 10^{-4}$	25	50	—	АОЛ-12-2	1,1	—
X8/18	$2,4 \cdot 10^{-3}$	11,9	48,3	0,40	АО2-31-2	3	—
		14,8			BAO-31-2	3	0,82
		18			BAO-31-2	3	0,82
X8/30	$2,4 \cdot 10^{-3}$	17,7	48,3	0,50	АО2-32-2	4	—
		24			BAO-32-2	4	0,83
		30			BAO-32-2	4	0,83
X20/18	$5,5 \cdot 10^{-3}$	10,5	48,3	0,60	АО2-31-2	3	—
		13,8			BAO-31-2	3	0,82
		18			BAO-31-2	3	0,82
X20/31	$5,5 \cdot 10^{-3}$	18	48,3	0,55	АО2-41-2	5,5	0,87
		25			BAO-41-2	5,5	0,84
		31			BAO-41-2	5,5	0,84
X20/53	$5,5 \cdot 10^{-3}$	34,4	48,3	0,50	АО2-52-2	13	0,89
		44			BAO-52-2	13	0,87
		53			BAO-52-2	13	0,87
X45/21	$1,25 \cdot 10^{-2}$	13,5	48,3	0,60	АО2-51-2	10	0,88
		17,3			BAO-51-2	10	0,87
		21			BAO-51-2	10	0,87
X45/31	$1,25 \cdot 10^{-2}$	19,8	48,3	0,60	АО2-52-2	13	0,89
		25			АО2-52-2	13	0,89
		31			BAO-52-2	13	0,89
X45/54	$1,25 \cdot 10^{-2}$	32,6	48,3	0,60	АО2-62-2	17	0,88
		42			АО2-71-2	22	0,88
		54			АО2-72-2	30	0,89

Марка насоса	$V_c, \text{ м}^3/\text{с}$	$H, \text{ м}$ столба жидкости	$n, \text{ с}^{-1}$	$\eta_n$	Электродвигатель		
					тип	$N_n, \text{ кВт}$	$\eta_d$
X90/19	$2,5 \cdot 10^{-2}$	13	48,3	0,70	АО2-51-2	10	0,88
		16			АО2-52-2	13	0,89
		19			АО2-62-2	17	0,88
X90/33	$2,5 \cdot 10^{-2}$	25	48,3	0,70	АО2-62-2	17	0,88
		29,2			АО2-71-2	22	0,90
		33			АО2-72-2	30	0,90
X90/49	$2,5 \cdot 10^{-2}$	31,4	48,3	0,70	АО2-71-2	22	0,88
		40			АО2-72-2	30	0,89
		49			АО2-81-2	40	—
X90/85	$2,5 \cdot 10^{-2}$	56	48,3	0,65	АО2-81-2	40	—
		70			АО2-82-2	55	—
		85			АО2-81-2	75	0,89
X160/29/2	$4,5 \cdot 10^{-2}$	10	48,3	0,65	ВАО-72-2	30	0,89
		24			АО2-72-2	30	0,89
		29			АО2-81-2	40	—
X160/49/2	$4,5 \cdot 10^{-2}$	33	48,3	0,75	АО2-81-2	40	—
		40,6			АО2-82-2	55	—
		49			АО2-91-2	75	0,89
X160/29	$4,5 \cdot 10^{-2}$	29	24,15	0,60	АО2-81-4	40	—

Примечания. 1. Насосы предназначены для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей без включений (или с твердыми включениями с размером частиц до 0,2 мм при их массовой доле до 0,2 %).

2. Каждый насос может быть изготовлен с тремя различными диаметрами колеса, что соответствует трем различным напорам (в области оптимального значения  $\eta_n$ ).

## ПРИМЕРЫ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ

**Задание 1-1.** Газ с температурой  $t_0$  выходит из реактора, работающего под разрежением  $\Delta p$  по отношению к атмосферному давлению, проходит очистку от пыли в циклоне и затем поступает в адсорбер с неподвижным слоем моноферических частиц адсорбента.

Расход газа  $G$ , кг/с. Перед адсорбером газ охлаждается в кожухотрубчатом теплообменнике, имеющем следующие характеристики: диаметр кожуха  $D_k$ , длина труб  $l$ , диаметр штуцеров  $d_{шт}$ , диаметр труб  $d_{тр} = 25 \times 2$  мм. Диаметр адсорбера  $D$ , высота слоя адсорбента  $H$ , диаметр частиц адсорбента  $d$ .

Гидравлическая сеть имеет нормальную диафрагму с модулем  $m$ ,  $n_1$  задвижек,  $n_2$  плавных поворотов на  $90^\circ$  ( $R_0/d_{тр} = 4$ ). Общая длина трубопровода  $L$ . На выходе из сети (рис. 1.37) давление атмосферное.

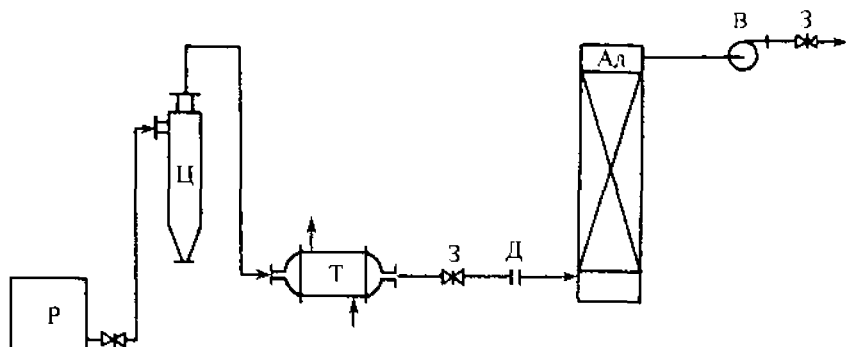


Рис 1.37. Схема установки к заданию 1-1:

Р – реактор; Ц – циклон; Т – теплообменник; Ад – адсорбер; В – вентилятор; З – задвижки; Д – диафрагма

Подобрать оптимальный диаметр стального трубопровода и вентилятор, обеспечивающий заданный расход газа (табл. 1.3, 1.4). Диаметр трубопровода выбирается для участка гидравлической сети наибольшей длины  $L_1$  от реактора до теплообменника. Цена 1 кВт · ч электроэнергии – см. пример 1.30. (Изменение цен не изменяет принципа расчета.) Газ может подаваться в трубное пространство одноходового теплообменника или в межтрубное пространство без перегородок.

#### Исходные данные к заданию 1-1

№ п/п	Очищаемый газ	$G$ , кг/с	$D$ , м	$H$ , м	$t_0$ , °C	$t_1$ , °C	$L$ , м	$L_1$ , м	$d$ , мм	$n$	$n_1$	$n_2$	$\Delta p$ , Па	$D_{\text{в}}$ , мм	$l$ , м	$d_{\text{ш}}$ , мм
1	Воздух	0,5	1,5	2	100	25	200	120	3	0,4	2	16	500	400	6	147
2	"	0,5	1,8	4	120	30	300	240	5	0,5	2	10	200	400	6	147
3	"	0,5	1,2	3	150	40	350	280	3	0,6	4	15	300	400	6	147
4	"	1,2	2,5	4	150	20	250	180	3	0,4	4	14	300	600	6	207
5	"	1,5	2,8	5	180	30	200	160	5	0,5	3	15	350	600	6	207
6	"	1,0	2,2	3	200	35	300	180	3	0,6	2	16	500	600	9	207
7	"	1,8	2,5	5	160	30	250	150	3	0,3	3	8	150	800	6	259
8	"	1,5	2,0	6	180	40	200	120	4	0,4	4	10	200	800	6	259
9	"	2,0	2,5	3	200	35	250	180	5	0,5	3	14	300	800	9	259
10	Ацетилен	1,2	2,0	6	180	40	400	280	5	0,4	4	10	400	600	9	207
11	"	2,0	3,0	4	140	25	350	220	6	0,5	5	18	200	800	6	259
12	Диоксид углерода	0,8	1,6	4,5	180	30	400	250	4	0,4	3	18	400	400	9	147
13	"	0,8	1,4	2,5	200	35	350	220	6	0,3	5	12	500	400	9	147
14	"	1,0	2,0	3	120	25	300	200	4	0,6	6	10	250	600	6	207
15	"	1,8	2,2	5	220	25	350	250	6	0,6	2	16	400	800	9	259

Таблица 1.3. Характеристики центробежных вентиляторов

Типоразмер	$V_0$ , м <sup>3</sup> /ч	$p$ , Па	$\eta_{\text{масс.}}$ %	$n$ , мин <sup>-1</sup>
В-Ц10-28-2,5	0,86	1700	64	2815
В-Ц10-28-3,2	1,8	2900	64	2860
В-Ц10-28-4	3,7	4800	64	2900
В-Ц10-28-5	7,0	7200	64	2920
В-Ц14-46-4	8,4	2200	69	1715
В-Ц14-46-5	15,0	2300	70	1450

Таблица 1.4. Оптовые цены на трубы стальные

Диаметр		Бесшовные трубы*			Электросварные трубы ГОСТ 10704-76**	
условный, мм	наружный, мм	δ, мм	цена за 1 м труб, руб.	ГОСТ	δ, мм	цена за 1 м труб, руб.
20	25	2,5	28	8734-75	2,0	23
25	32	2,5	33		2,0	28
32	38	2,5	38		2,0	36
40	45	2,5	42		2,0	41
50	57	2,5	68		2,5	62
65	76	3,0	88	8732-78	3,0	93
80	89	4,0	146		3,0	107
100	108	4,0	178		3,0	143
125	133	5,0	278		3,0	169
150	159	6,0	391		4,0	272
200	219	6,0	541		6,0	541
250	273	7,0	776		6,0	676
300	325	8,0	1040		6,0	807
350	377	9,0	1330		6,0	937
400	426	10,0	1560		7,0	1220
500	530			7,0	1870	
600	630			7,0	2130	
700	720			8,0	2670	
800	820			8,0	2980	
900	920			8,0	3340	

\* Среднеагрессивные среды на давление до 1,6 МПа.

\*\* Малоагрессивные среды на давление до 1,6 МПа.

Примечание. Цены на трубы и на электроэнергию в последние годы не являются фиксированными. Приводимые здесь значения приблизительные. Впрочем, конкретные цены не изменяют принципа оптимального расчета.

**Задание 1-2.** В абсорбере непрерывного действия производится очистка газа от примесей при атмосферном давлении.

**Исходные данные к заданию 1-2**

№ п/п	Очищаемый газ	$V_{\text{г}}$ , м <sup>3</sup> /с	$t_0$ , °C	$t_1$ , °C	$D$ , м	$H$ , м	$\Gamma_1$ , м <sup>3</sup> /(м <sup>2</sup> · с)	$L_1$ , м	$L_2$ , м	$L_3$ , м
1	Воздух	0,8	25	220	1,2	4	0,005	120	80	30
2	Этилен	0,6	30	180	1,0	5	0,004	150	60	25
3	"	0,6	25	200	1,2	4	0,005	200	20	40
4	Кислород	0,5	18	120	1,0	2	0,003	0	50	25
5	Диоксид углерода	0,5	20	150	0,8	3	0,004	220	30	30
6	Этилен	0,6	25	200	1,2	4	0,005	200	20	40
7	Диоксид углерода	1,0	35	180	1,5	3	0,003	180	60	50
8	Воздух	1,0	30	120	1,2	4	0,004	250	50	40
9	"	1,2	30	140	1,8	5	0,006	220	30	60
10	Диоксид углерода	1,2	25	180	1,5	4	0,004	200	25	25
11	Этилен	1,4	20	180	1,8	2,5	0,005	150	40	40
12	"	1,6	25	140	2,0	3	0,004	100	80	50
13	Диоксид углерода	1,8	30	200	1,8	4	0,004	100	80	50
14	Воздух	2,0	35	240	2,0	5	0,005	150	60	60
15	"	2,0	25	180	2,2	6	0,004	200	50	40

№ п/п	Очищаемый газ	$n$	$n_1$	$n_2$	Тип насадки	$D_n$ , м	$l$ , м	$d_{\text{ш}}$ , мм	$\Delta p$ , Па
1	Воздух	0,35	4	15	Кольца Рашига 35 × 35 × 4	600	9	147	800
2	Этилен	0,5	6	14		600	6	147	900
3	"	0,6	4	16		400	6	147	700
4	Кислород	0,4	2	10	Кольца Рашига 25 × 25 × 3	400	6	147	750
5	Диоксид углерода	0,35	3	12		400	9	147	950
6	Этилен	0,6	4	16		400	6	147	800
7	Диоксид углерода	0,5	3	20	Кольца Рашига 50 × 50 × 5	600	9	259	1200
8	Воздух	0,35	4	14		500	9	207	1000
9	"	0,6	5	16		600	6	207	1300
10	Диоксид углерода	0,5	3	18	Гравий круглый $d = 42$ мм	600	6	207	880
11	Этилен	0,35	2	8		800	9	259	1100
12	"	0,4	4	10		800	9	259	1400
13	Диоксид углерода	0,4	4	11	Андезит кусковой $d = 43$ мм	800	6	259	1050
14	Воздух	0,5	5	12		800	9	259	1150
15	"	0,35	4	14		800	6	259	950

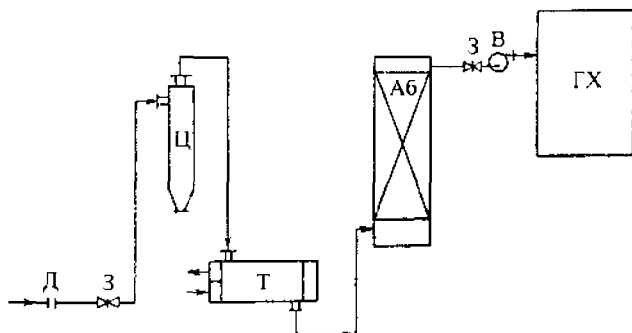


Рис. 1.38. Схема установки к заданию 1-2

Аб – абсорбер; В – вентилятор; Т – теплообменник; ГХ – газохранилище; Ц – циклон; Д – диафрагма; З – задвижка

Расход газа  $V_r$  (при нормальных условиях), его начальная температура  $t_0$ . В циклоне газ предварительно обеспыливается и затем охлаждается в теплообменнике до температуры  $t_1$ ; после абсорбера газ поступает в газохранилище, где поддерживается избыточное давление  $\Delta p$  (рис. 1.38).

Колонный насадочный абсорбер имеет диаметр  $D$  и высоту слоя насадки  $H$ . Плотность орошения насадки  $\Gamma$ ,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ . Наибольший по протяженности участок гидравлической сети от абсорбера до газохранилища имеет длину  $L_1$ . Длина участка от теплообменника до абсорбера  $L_2$  и от начала трубопровода до теплообменника –  $L_3$ . На трубопроводе имеются: нормальная диафрагма с модулем  $m$ ,  $n_1$  задвижек и  $n_2$  плавных поворотов на  $90^\circ$  с  $R_0/d = 4$ . Теплообменник кожухотрубчатый с трубами  $25 \times 2$  мм и длиной  $l$ ; диаметр кожуха  $D_k$  и внутренний диаметр штуцеров  $d_{шт}$ .

Рассчитать значение оптимального диаметра трубопровода (по участку наибольшей длины) и подобрать вентилятор, обеспечивающий заданный расход газа. Перепад давления при прохождении газом орошаемой насадки  $\Delta p_{ор}$  приближенно можно рассчитать через перепад давления  $\Delta p_{сух}$  на сухой насадке:  $\Delta p_{ор} = \Delta p_{сух} \exp(b\Gamma)$ , где  $b = 180 \text{ с/м}$ .

## ГИДРОМЕХАНИКА НЕОДНОРОДНЫХ СИСТЕМ

В отличие от чисто гидравлических задач, в которых основной целью является определение параметров гидравлических систем и нагнетательных устройств, обеспечивающих перемещение необходимого расхода текучей среды, в гидромеханике неоднородных систем традиционно рассматриваются задачи, целью которых является определение параметров процессов и аппаратов, обеспечивающих необходимую степень разделения неоднородных гетерогенных систем (осаждения, фильтрования, центрифугирования) или наоборот – создание однородности в объеме текучей среды (перемешивание) или обеспечение псевдооживленного состояния твердого дисперсного материала.

Для реализации технологических процессов разделения неоднородных систем в основном используются силы тяжести, разности статических давлений и центробежные силы инерции.

Осаждение мелких частиц более тяжелых, чем окружающая их среда материалов, происходит в аппаратах, имеющих значительные по величине горизонтальные поверхности осаждения. В пылесадительных камерах (рис. 2.2) запыленный воздух или иной газ проходит в щелевых зазорах (пространствах) между соседними горизонтальными полками. Тяжелые частицы под совместным воздействием постоянных по величине сил тяжести и архимедовой выталкивающей силы со стороны среды начинают перемещаться вниз. Газовая фаза имеет возможность перемещаться вместе с частицами в горизонтальном, но не вертикальном направлении. Частицы же оседают вниз. Возникающее при этом обтекание поверхности окружающей средой в вертикальном направлении вызывает вертикально направленную силу гидродинамического воздействия среды на частицу. Мелкие частицы относительно быстро приобретают практически постоянную скорость медленного осаждения в направлении нижней полки каждого из зазоров аппарата.

Численное значение скорости осаждения частицы устанавливается из условия равенства силы гидродинамического воздействия со стороны среды на обтекаемую частицу разности постоянных сил веса и архимедовой выталкивающей силы. В случае осаждения в газовой среде архимедовой силой ввиду относительно малой плотности газов можно пренебречь. Аналогичное силовое взаимодействие частиц с несущей их средой происходит и в от-

стойниках (рис. 2.3), где влиянием выталкивающей частицы архимедовой силы пренебречь, как правило, нельзя.

В обоих случаях гравитационного осаждения частиц в газовых или жидких несущих средах расчет соответствующей аппаратуры сводится к определению величин (площадей) горизонтальных поверхностей, достаточных для осаждения частиц известного размера из задаваемого по величине потока взвеси мелких частиц в сплошной среде с известными плотностью и вязкостью.

**Фильтрация** (фильтрование) используется для разделения суспензий (жидкость, содержащая в своем объеме весьма мелкие частицы твердой фазы) на жидкость (фильтрат), практически не содержащую твердых частиц, и на слой мелкодисперсной твердой фазы (влажный осадок), в зазорах между частицами которого, однако, сохраняется некоторое количество жидкости.

Пористая фильтрующая перегородка (чаще всего различного рода ткани) должна пропускать через себя жидкую фазу исходной суспензии и не пропускать твердые частицы, которые и откладываются в процессе фильтрации на внешней стороне перегородки (со стороны суспензии) в виде влажного осадка. Чтобы происходила фильтрация, по обе стороны пористой перегородки необходимо создавать различные давления; эта разность давлений (движущая сила процесса фильтрации) и обеспечивает принудительную фильтрацию жидкой фазы суспензии последовательно поперек слоя осадка и пористой перегородки. При этом существенно, что толщина слоя осадка на перегородке в процессе фильтрации непрерывно увеличивается пропорционально объему прошедшего (полученного) от начала процесса фильтрата. В отличие от непрерывно увеличивающегося сопротивления слоя образующегося осадка, гидравлическое сопротивление пористой перегородки в простейшем случае остается в процессе фильтрации постоянным.

Скорость процесса фильтрации (соотношение (2.6)) непрерывно уменьшается вследствие увеличения гидравлического сопротивления слоя осадка непрерывно увеличивающейся толщины.

Численные значения величин последовательно включенных сопротивлений слоя осадка и пористой перегородки в значительной степени зависят от размеров и формы твердых частиц, степени их полидисперсности и пористой структуры перегородки соответственно. Определение значений гидравлических сопротивлений слоя осадка и перегородки производится экспериментально в виде так называемых констант фильтрации (см. (2.6)), в величи-



ны которых неявно включается и движущая сила процесса, т. е. разность давлений, создаваемая и поддерживаемая по обе стороны перегородки.

После завершения фильтрации полученный слой влажного осадка часто нуждается в промывке, то есть удалении из межчастичного пространства оставшейся там жидкости. Процесс промывки состоит в профильтровывании влажного осадка иной, промывной жидкостью, которая механически вытесняет из межчастичного пространства оставшуюся там жидкость исходной суспензии.

Скорость процесса промывки постоянна во времени, поскольку толщина слоя осадка при его промывке неизменна и равна толщине осадка в последний момент окончания процесса фильтрации. Следовательно, постоянная скорость промывки равна скорости фильтрации в момент ее окончания, если движущая разность давлений в процессе промывки одинакова с разностью давлений в процессе фильтрации, а физические свойства (вязкость и плотность) промывной жидкости (чаще это вода) и жидкой фазы суспензии приблизительно одинаковы.

Физика процесса фильтрационного разделения запыленного газа принципиально не отличается от фильтрации суспензии и описывается такими же уравнениями (2.6). При фильтрации из газовых сред осадки, разумеется, оказываются сухими и, как правило, не нуждаются в последующей промывке.

Разделение смесей мелкодисперсных частиц сплошной (жидкой или газовой) среды может производиться также в искусственно создаваемом поле центробежных сил инерции, для чего подлежащие разделению пылегазовые смеси или суспензии приводят во вращательное движение в неподвижных циклонах (рис. 2.7) или в быстро вращающихся барабанах центрифуг (рис. 2.9) соответственно. Для придания вращательного движения пылегазовому потоку он вводится в цилиндрический циклон тангенциально, а внутри быстро вращающегося барабана центрифуги вращающаяся вместе с барабаном суспензия принимает форму кольца на его внутренней поверхности. В обоих случаях центробежная сила инерции, действующая на более плотные вращающиеся частицы, перемещает их к внутренней поверхности аппарата. В вертикально располагаемых циклонах пристенный слой выделившихся из газового потока частиц под действием силы тяжести и вертикальной составляющей вращающегося потока газа непрерывно перемещается к нижнему выгрузному патрубку. Очищенный от пыли газовый поток выходит из циклона в верхней части центральной трубы.

Барабаны центрифуг бывают двух типов. В фильтрующих центрифугах на быстро вращающуюся, перфорированную поверхность барабана натянута фильтрующая ткань, через которую жидкая фаза суспензии фильтруется из объема барабана. Движущей силой фильтрации здесь является давление, которое оказывает вращающееся вместе с барабаном кольцо суспензии на ткань в направлении радиуса вращения (барабана). На внутренней поверхности ткани (фильтрующей перегородки) постепенно откладывается слой частиц, гидравлическое сопротивление которого непрерывно возрастает пропорционально объему прошедшего от начала процесса фильтрации.

При необходимости в фильтрующих центрифугах также возможна промывка влажного осадка жидкостью, подаваемой изнутри барабана на внутреннюю поверхность слоя осадка.

После промывки осадок выгружается из вращающегося барабана с помощью скребка (ножа), шнека или поршневого устройства. Затем последовательность операций загрузки суспензии во вращающийся барабан, фильтрации, промывки осадка и выгрузки осадка повторяется.

Барабан осадительной центрифуги не имеет отверстий в цилиндрической части. При быстром вращении сплошного барабана более плотные, чем жидкость, частицы под воздействием центробежной силы инерции перемещаются поперек кольца суспензии к внутренней стенке барабана. В осадительных центрифугах промывка невозможна.

Псевдоожиженный слой дисперсных частиц образуется за счет воздействия на каждую из частиц восходящего потока, фильтрующегося через слой вязкой среды. При этом скорость среды (чаще газа) в зазорах между частицами должна иметь такое численное значение, при котором сила гидродинамического воздействия восходящего потока на каждую частицу слоя окажется равной весу частицы. При таком равенстве сил веса частицы и гидродинамического воздействия на нее потока каждая частица оказывается во взвешенном состоянии. Если увеличить количество подаваемого газа, то псевдоожиженный слой расширяется, зазоры между частицами увеличиваются настолько, что действительная скорость обтекания частиц газом, проходящим в зазорах между частицами по свободному сечению слоя, остается приблизительно постоянной и равной величине, при которой гидродинамическое воздействие газа на каждую частицу равно весу частицы. В расширившемся слое частицы получают возможность относительного перемещения по всему объему слоя. Потеря энергии потоком взвешивающего газа при

прохождении поперек псевдооживленного слоя остается неизменной и равной весу всех частиц слоя, деленному на горизонтальное сечение слоя.

Связь между размером псевдооживляемых частиц, скоростью вертикального потока газа, порозностью псевдооживленного слоя (объемная доля пустот между частицами), плотностями материала частиц и газа и его вязкостью определяется опытным путем (соотношение (2.32) и рис. 2.12).

Перемешивание в жидких средах чаще всего производится с целью интенсификации процессов взаимодействия перемешиваемой жидкости с твердыми поверхностями (растворение дисперсных материалов, проведение каталитических химических реакций, теплообмен перемешиваемой жидкости с теплообменными поверхностями и т. п.), а также для создания равномерных значений температур и концентраций по перемешиваемому объему.

Мощность, затрачиваемая на перемешивание жидкостей, в значительной степени зависит от диаметра мешалки, числа ее оборотов, вязкости и плотности перемешиваемой среды (соотношение (2.38)).

## ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

### ОСАЖДЕНИЕ ПОД ДЕЙСТВИЕМ СИЛЫ ТЯЖЕСТИ

1. Скорость  $w_{oc}$  (в м/с) осаждения шарообразной частицы в неподвижной среде под действием силы тяжести при ламинарном характере обтекания поверхности частицы может быть определена по теоретической формуле Стокса:

$$w_{oc} = (\rho_s - \rho)gd^2/(18\mu), \quad (2.1)$$

где  $\rho_s$  и  $\rho$  — плотности материала частицы и среды, кг/м<sup>3</sup>;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> — ускорение свободного падения;  $d$  — диаметр частицы, м;  $\mu$  — динамическая вязкость среды, Па · с.

При осаждении частиц в газовых средах при не слишком высоких давлениях значением плотности  $\rho$  в формуле (2.1) обычно можно пренебречь.

Ламинарный характер обтекания частиц сферической формы соответствует значению критерия Рейнольдса  $Re_\infty = w_\infty d \rho / \mu < 0,2$ . Поскольку для определения режима обтекания частицы требуется знать значение скорости ее осаждения, расчет  $w_\infty$  производится методом последовательных приближений, т. е. с последующей проверкой режима обтекания после проведенного по формуле Стокса вычисления скорости осаждения.

2. Универсальный метод расчета скорости осаждения одиночной шарообразной частицы, пригодный не только для ламинарного ( $Ar < 3,6$ ;  $Ly < 2 \cdot 10^{-3}$ ), но также и для переходного и для турбулентного, инерционного режимов обтекания и не требующий итеративной процедуры, основан на обработке экспериментальных данных по скоростям осаждения в форме зависимости критерия Рейнольдса  $Re = \omega_{oc} d \rho / \mu$  или критерия Лященко

$$Ly = Re^3 / Ar = \omega_{oc}^3 \rho^2 / [\mu (\rho_v - \rho) g] \quad (2.2)$$

от критерия Архимеда

$$Ar = Ga (\rho_v - \rho) / \rho = (Re^2 / Fr) (\rho_v - \rho) / \rho = (\rho_v - \rho) \rho g d^3 / \mu^2, \quad (2.3)$$

где  $Ga = g d^3 / \nu^2$  и  $Fr = \omega^2 / (g d)$  – критерии Галилея и Фруда.

Полученные из опытов по осаждению одиночных частиц данные представлены на рис. 2.1 (эти данные по существу заменяют опытные данные по зависимости коэффициента сопротивления при обтекании частицы от критерия Рейнольдса  $\zeta(Re_{oc})$ ). На рис. 2.1 имеются также данные по скоростям осаждения частиц несферической формы.

При известном диаметре частицы вычисляется значение критерия Архимеда  $Ar$ , затем из рис. 2.1 находится критерий  $Ly$  или  $Re_{oc}$ , из которых определяется скорость осаждения  $\omega_{oc}$ . При решении обратной задачи, то есть при известном (обычно из опытов) или заданном значении скорости  $\omega_{oc}$  осаждения частиц вычисляется значение  $Ly$  или  $Re_{oc}$ , затем из рис. 2.1 находится значение критерия  $Ar$ , из которого определяется диаметр сферической частицы, имеющей скорость осаждения  $\omega_{oc}$ . Для частиц несферической формы эквивалентный диаметр определяется как диаметр равновеликого по объему шара  $d_s = \sqrt[3]{6V_q / \pi} = 1,24 \sqrt[3]{M_q / \rho_q}$ , где  $V_q$  и  $M_q$  – объем и масса частицы,  $m^3$  и кг.

3. Необходимая площадь осаждения ( $S_{oc}$ ) пылеосадительной камеры (рис. 2.2) или отстойника (рис. 2.3) для суспензий (взвесей) пропорциональна объемному расходу газа (жидкости)  $V_c$  (в  $m^3/c$ ) и обратно пропорциональна действительной скорости осаждения частиц  $\omega'_{oc}$ ,  $m/c$ :

$$S_{oc} = V_{oc} / \omega'_{oc}. \quad (2.4)$$

Соотношение между  $\omega'_{oc}$  и скоростью осаждения одиночной частицы  $\omega_{oc}$ , вычисляемой с помощью рис. 2.1, сложным образом зависит от объемной концентрации твердой фазы и от формы частиц. Для приближенных расчетов действительную скорость осаждения принимают равной половине скорости  $\omega_{oc}$ :  $\omega'_{oc} \approx \omega_{oc} / 2$ .

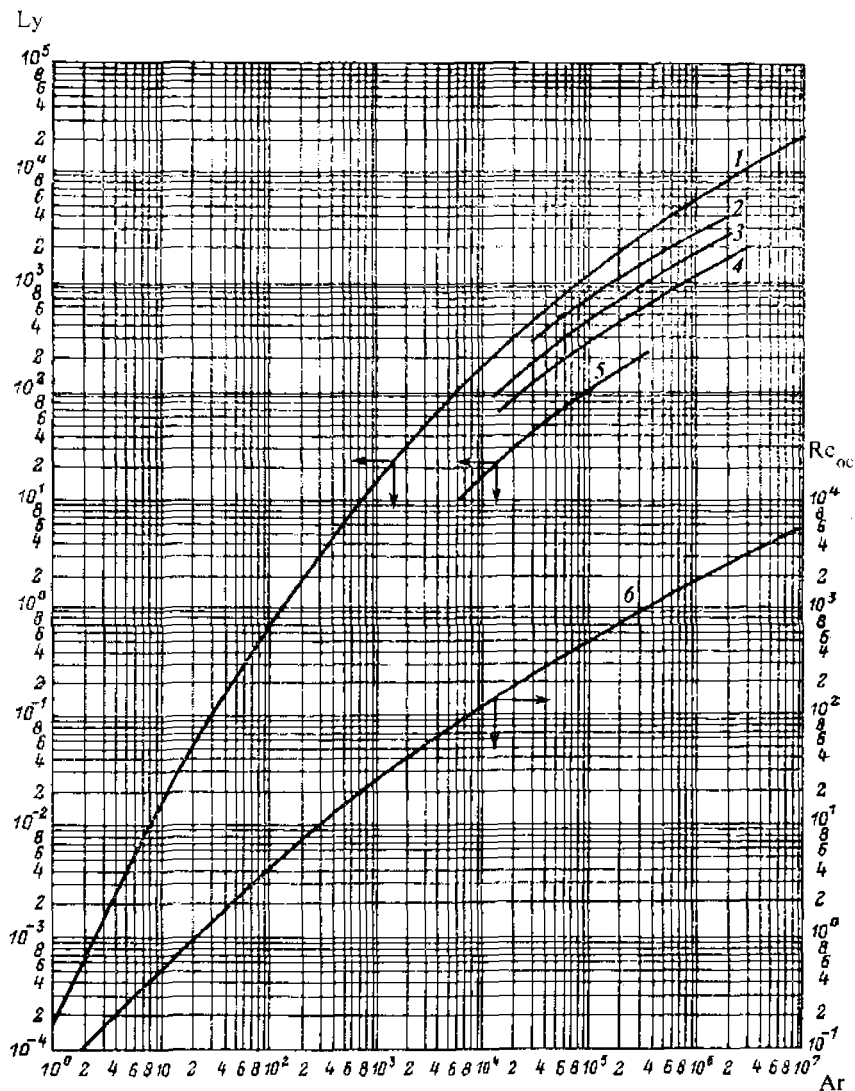


Рис. 2.1. Экспериментальные зависимости критериев  $Ly$  и  $Re_{ac}$  от критерия  $Ag$  для осаждения одиночных частиц в неподвижной среде:  
 1 и 6 – шарообразные частицы; 2 – округлые; 3 – угловатые; 4 – продолговатые;  
 5 – пластинчатые

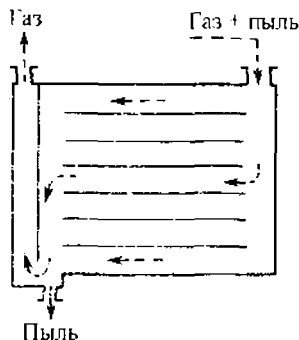


Рис. 2.2. Пылеосадительная камера

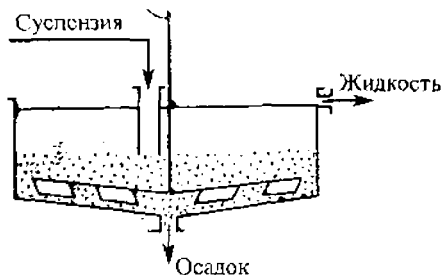


Рис. 2.3. Отстойник непрерывного действия

Применительно к отстойникам непрерывного действия (рис. 2.3) используется иная модификация общей формулы (2.4):

$$S_{\infty} = G_n(1 - c_n/c_{cr})/(\rho\omega'_{\infty}), \quad (2.5)$$

где  $G_n$  — массовый расход начальной суспензии, кг/м;  $c_n, c_{cr}$  — массовая доля твердой фазы в начальной и в сгущенной суспензии, кг/кг;  $\rho$  — плотность осветленной жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

## ФИЛЬТРОВАНИЕ ПОД ДЕЙСТВИЕМ РАЗНОСТИ ДАВЛЕНИЙ

4. При постоянном значении разности давлений по обе стороны от фильтрующей перегородки  $\Delta p = \text{const}$  скорость фильтрования  $dV/d\tau$  (в м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup> · с)) поперек несжимаемого осадка (рис. 2.4) пропорциональна  $\Delta p$  и обратно пропорциональна сумме гидравлических сопротивлений осадка (первое слагаемое знаменателя) и перегородки (второе слагаемое знаменателя), причем сопротив-

ление осадка увеличивается пропорционально объему фильтрата  $V$  (в м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>), прошедшего от начала ( $\tau = 0$ ) фильтрования через 1 м<sup>2</sup> фильтрующей перегородки:

$$\frac{dV}{d\tau} = \frac{K}{2(V+C)}, \quad (2.6)$$

где константа фильтрования  $K$  (м<sup>2</sup>/с) учитывает движущую

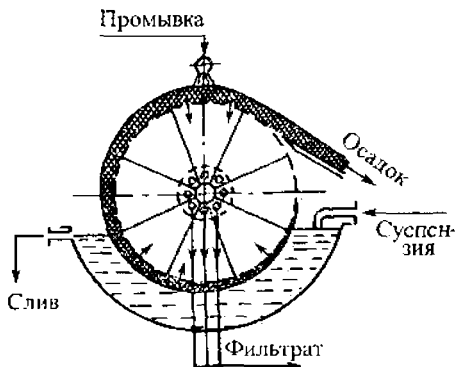


Рис. 2.4. Барабанный вакуум-фильтр

силу – разность давлений  $\Delta p$ , удельное сопротивление отлагающегося на фильтрующей перегородке осадка, вязкость и плотность фильтрата;  $C$  – константа фильтрования, характеризующая гидравлическое сопротивление фильтрующей перегородки (в  $\text{м}^2/\text{м}^2$ );  $\tau$  – время от начала процесса фильтрования, с.

Согласно уравнению (2.6) скорость процесса фильтрования уменьшается по мере увеличения объема отфильтрованной жидкости, то есть по мере возрастания высоты слоя осадка на фильтрующей перегородке.

Значения констант  $K$  и  $C$  находят по опытным данным, получаемым в процессе периодического фильтрования (в экспериментах на барабанном фильтре (рис. 2.4) непрерывного действия периодической стадией является увеличение высоты слоя осадка на части вращающегося барабана, погруженной в слой фильтруемой суспензии) и представляемым в виде графика зависимости обратной скорости фильтрования ( $\Delta\tau/\Delta V$ ) от количества получаемого фильтрата ( $V$ ) (рис. 2.5). Согласно уравнению (2.6) такая зависимость должна представлять прямую линию, тангенс угла наклона которой  $\text{tg } \beta = 2/K$ , а отрезок, отсекаемый линией на оси ординат (при  $V = 0$ ), равен  $2C/K$ . По найденному углу наклона  $\beta$  определяется значение  $K$ , а затем по величине отрезка на оси ординат находится значение константы  $C$ .

5. Расчеты объема ( $V$ ) фильтрата, прошедшего через слой осадка и перегородку за время  $\tau$ , производится по соотношению, получаемому интегрированием уравнения (2.6):

$$V^2 + 2CV = K\tau \quad \text{или} \quad V = \sqrt{C^2 + K\tau} - C. \quad (2.7)$$

Графическая интерпретация решения (2.7) представлена на рис. 2.6.

6. Промывка влажного осадка после завершения процесса (стадии) фильтрования производится, если необходимо удалить из

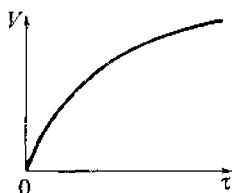
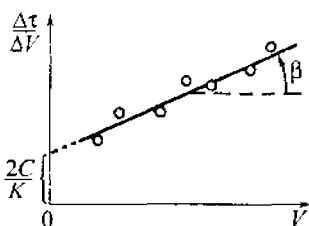


Рис. 2.5. Графический метод определения констант фильтрования по экспериментальным данным

Рис. 2.6. Зависимость объема собранного фильтрата ( $V$ ) от времени ( $\tau$ )

влажного осадка фильтрат, оставшийся в зазорах между частицами твердой фазы в массе влажного осадка. Скорость промывки соответствует максимальной высоте слоя осадка в момент окончания стадии фильтрования и, если вязкость и плотность промывной жидкости близки значениям вязкости и плотности фильтрата, то постоянное значение скорости промывки может быть определено по уравнению (2.6) при  $V = V_m$  — объеме фильтрата, собранном за весь процесс (стадию) фильтрования. В общем случае константы для процесса промывки должны находиться из экспериментов с промывной жидкостью.

7. Концентрация фильтрата в промывной жидкости  $c_n$  экспоненциально уменьшается во времени:

$$c_n/c_{n,0} = \exp(-K_p \omega_n \tau / \delta_{cl}), \quad (2.8)$$

где  $c_{n,0}$  — концентрация фильтрата в промывной жидкости в начальный момент промывки ( $\tau = 0$ );  $K_p$  — коэффициент, учитывающий скорость поступления вещества фильтрата в поток промывной жидкости;  $\omega_n$  — удельный объемный расход промывной жидкости,  $m^3/(m^2 \cdot c)$ ;  $\delta_{cl}$  — толщина слоя осадка, м;  $\tau$  — текущее время от начала так называемой диффузионной стадии промывки, следующей за начальной, очень короткой стадией вытеснения фильтрата из основного объема пространства между частицами, с.

Численные значения величин  $c_{n,0}$  и  $K_p$  находятся из экспериментов по промывке конкретных осадков.

8. Масса сухого вещества  $G_{тв}$  (в  $кг/м^2$ ) в слое влажного осадка, получаемого на фильтрующей перегородке, пропорциональна общему объему полученного фильтрата  $V$  (в  $м^3/м^2$ ), плотности фильтрата  $\rho$  (в  $кг/м^3$ ) и зависит от массовой доли твердой фазы в исходной суспензии  $x$ :

$$G_{тв} = V \rho x / (1 - mx). \quad (2.9)$$

9. Концентрация твердой фазы в суспензии  $x$  (в  $кг/кг$ ) может быть выражена через плотности суспензии  $\rho_c$ , твердой фазы  $\rho_{тв}$  и фильтрата  $\rho$ :

$$x = \frac{(\rho_c - \rho) \rho_{тв}}{(\rho_{тв} - \rho) \rho_c}. \quad (2.10)$$

Плотность суспензии

$$\rho_c = \frac{n+1}{1/\rho_{тв} + n/\rho}, \quad (2.11)$$

где  $n$  — масса жидкой фазы в суспензии на единицу твердой фазы (Ж : Т).

10. Поверхность фильтрования  $S$  (в  $м^2$ ) в рукавных фильтрах для очистки газов от частиц пыли



$$S = V_c / v_{yz}, \quad (2.12)$$

где  $V_c$  – объемный расход запыленного газа,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $v_{yz}$  – удельный объемный расход запыленного газа, отнесенный к  $1 \text{ м}^2$  поверхности фильтрации,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

По данным эксплуатации промышленных рукавных фильтров значение  $v_{yz}$  принимается равным  $(3,5 \div 17) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ; при отделении крупной пыли удельная нагрузка на  $1 \text{ м}^2$  фильтра может быть увеличена до  $v_{yz} = 42 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

## РАЗДЕЛЕНИЕ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ ИНЕРЦИИ

11. При очистке от пыли запыленного газа при его объемном расходе  $V_c$  (в  $\text{м}^3/\text{с}$ ) значение необходимого диаметра  $D$  циклона (рис. 2.7) определяется по условной скорости газа  $w_u$  (в  $\text{м}/\text{с}$ ):

$$D = \sqrt{V_c / 0,785 w_u}. \quad (2.13)$$

По опытным данным значение  $w_u$  рекомендуется принимать в диапазоне  $w_u = 2,5 \div 4,0 \text{ м}/\text{с}$ .

12. Потеря давления, связанная с гидравлическим сопротивлением, которое оказывает циклон потоку проходящего через него газа, определяется по формуле для местного сопротивления (см. формулу (1.34)):

$$\Delta p = \xi_0 \rho w_u^2 / 2, \quad (2.14)$$

где  $\xi_0$  – безразмерный коэффициент местного сопротивления циклона. Для основных типов циклонов  $\xi_0 = 60 \div 250$ .

13. Степень улавливания пыли в циклоне  $\eta$  зависит от свойств пыли, от диаметра циклона и от фиктивной скорости газа  $w_u$ , то есть для стандартных циклонов – от отношения  $\Delta p / \rho$  в соответствии с формулой (2.14). На рис. 2.8 в качестве примера приведены экспериментальные данные о степени улавливания частиц разных размеров в зависимости от диаметра циклона при плотности материала частиц  $\rho_c = 2300 \text{ кг}/\text{м}^3$  при  $\Delta p / \rho = 740 \text{ м}^2/\text{с}^2$ .

14. Основные размеры наиболее распространенных отечественных циклонов (рис. 2.7), определяемые в долях их диаметра  $D$ , представлены ниже (цифра в марке циклона соответствует углу наклона входного патрубка циклона к горизонтالي):

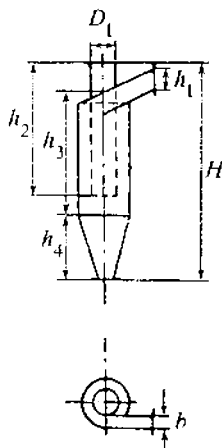


Рис. 2.7. Циклон ННПОГаз

Размеры циклона	Тип циклона		
	ЦН-24	ЦН-15	ЦН-11
Диаметр выходной трубы $D_1$	0,6	0,6	0,6
Ширина выходного патрубка $b$	0,26	0,26	0,26
Высота входного патрубка $h_1$	1,11	0,66	0,48
Высота выходной трубы $h_2$	2,11	1,74	1,56
Высота цилиндрической части $h_3$	2,11	2,26	2,08
Высота конической части $h_4$	1,75	2,0	2,0
Общая высота циклона $H$	4,26	4,56	4,38
Коэффициент сопротивления $\xi_0$	60	160	250

15. Центробежная сила инерции  $F_{цб}$  (в Н), возникающая при вращении массы  $M$  (в кг) суспензии и осадка в барабане центрифуги внутреннего радиуса  $R = D/2$  (в м):

$$F_{цб} = M\omega^2 R = 19,7 M n^2 D, \quad (2.15)$$

где  $\omega = 2\pi n$  – угловая скорость вращения барабана с суспензией, рад/с;  
 $n$  – частота вращения, с<sup>-1</sup>.

Давление (в Н/м<sup>2</sup> = Па) равномерно распределенного кольца суспензии на внутреннюю цилиндрическую поверхность барабана (рис. 2.9)

$$p_{цб} = F_{цб}/S_b = M\omega^2/(2\pi H) = 19,7 \rho_c (R_g^2 - R_c^2) n^2, \quad (2.16)$$

где  $S_b = 2\pi R_c H$  – площадь внутренней поверхности барабана, м<sup>2</sup>;  $H$  – длина (высота) барабана центрифуги, м;  $\rho_c$  – среднее значение плотности суспензии, кг/м<sup>3</sup>;  $R_c$  – внутренний радиус кольца суспензии, м.

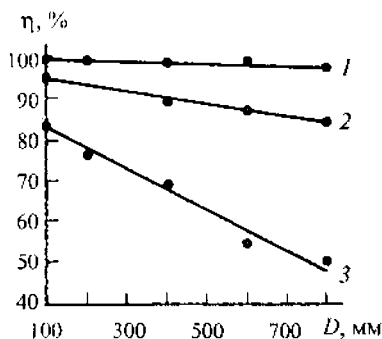


Рис. 2.8. Экспериментальные данные о степени улавливания пыли в циклоне ЦН-15

Диаметр частиц пыли (в мкм): 1 – 15; 2 – 10; 3 – 5

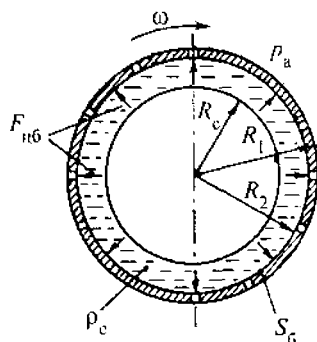


Рис. 2.9. Схема расположения кольца суспензии во вращающемся барабане фильтрующей центрифуги

16. Фактор разделения центрифуги есть отношение ускорений центробежной силы и силы тяжести:

$$K_p = \omega^2 R / g = 19,7 \text{ Fr}_{\text{цб}}, \quad (2.17)$$

где  $\text{Fr}_{\text{цб}} = Dn^2/g$  – центробежный критерий Фруда.

17. Скорость фильтрования в центрифугах фильтрующего типа определяется по соотношению, аналогичному (2.6):

$$\frac{dV}{d\tau} = \frac{\Delta p_{\text{цб}}}{R_{\text{ос}} + R_{\text{п}}}, \quad (2.18)$$

где  $\Delta p_{\text{цб}} = p_{\text{цб}} - p_{\text{н}}$  – разность давлений по обе стороны от фильтрующей перегородки (ткани), располагаемой обычно на внутренней перфорированной поверхности барабана, Па;  $R_{\text{ос}}$  и  $R_{\text{п}}$  – гидравлические сопротивления слоя осадка, отлагающегося на фильтрующей перегородке, и самой фильтрующей перегородки, кг/(м<sup>2</sup> · с) (определяются экспериментально).

18. А. Объемная производительность осадительной центрифуги типа АОГ с ножевым съемом осадка при ламинарном режиме осаждения частиц может быть определена по соотношению

$$V_c = S' \omega'_{\infty} \chi, \quad (2.19)$$

где  $S' = 2\pi R_c H$  – поверхность внутреннего кольца суспензии в барабане, м<sup>2</sup>;  $V_c$  – расход исходной суспензии, м<sup>3</sup>/с;  $R_c$  – внутренний радиус кольцевого слоя суспензии, м;  $H$  – длина барабана, м;  $\omega'_{\infty} = \omega_{\infty} K_p$  – скорость осаждения частиц под действием центробежной силы, м/с;  $\omega_{\infty}$  – скорость осаждения частиц под действием силы тяжести, м/с;  $K_p$  – фактор разделения центрифуги, определяемый по радиусу  $R_c$  (формула (2.17));  $\chi$  – коэффициент, учитывающий отношение действительной и теоретической производительности центрифуги и зависящий от степени проскальзывания кольца суспензии относительно барабана; при отсутствии конкретных опытных данных для этого вида центрифуги значение  $\chi$  можно приближенно принимать равным 0,4–0,5.

Формула (2.19) может быть представлена относительно часовой объемной производительности  $V_{\text{ч}}$  (в м<sup>3</sup>/ч):

$$V_{\text{ч}} = 25,3 \chi H n^2 R_c^2 \omega_{\infty} k, \quad (2.20)$$

где  $n$  – частота вращения центрифуги, мин<sup>-1</sup>;  $k$  – отношение времени подачи суспензии (время собственно центрифугирования) к общему времени работы центрифуги.

Б. Производительность  $V_{\text{ч}}$  (в м<sup>3</sup>/ч) по суспензии непрерывно действующей отстойной горизонтальной центрифуги со шнековой выгрузкой осадка (типа НОГШ) может быть определена по полуэмпирическому уравнению

$$V_{\text{ч}} = 3,5 D_c^2 H (\rho_{\text{ч}} - \rho) d_m^2 n^2 / \mu, \quad (2.21)$$

где  $D_c$  и  $H$  – диаметр и длина внутреннего кольца суспензии ("сливного цилиндра"), м;  $\rho_c$  и  $\rho$  – плотности частиц и жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $d_m$  – диаметр наименьших осаждающихся частиц (крупность разделения), м;  $n$  – частота вращения барабана, мин<sup>-1</sup>;  $\mu$  – динамическая вязкость жидкой фазы суспензии, Па · с.

19. Производительность  $V_c$  (в м<sup>3</sup>/с) трубчатой сверхцентрифуги по исходной суспензии может быть определена по следующему соотношению:

$$V_c \leq w'_{oc} V_{\kappa} / h, \quad (2.22)$$

где  $w'_{oc}$  – скорость осаждения частиц в поле центробежных сил, м/с;  $V_{\kappa} = \pi(R_o^2 - R_c^2)H$  – объем кольца суспензии в сверхцентрифуге, м<sup>3</sup>;  $R_o$  и  $R_c$  – наружный и внутренний радиусы кольца суспензии, м;  $H$  – длина рабочей части барабана, м;  $h = R_o - R_c$  – толщина слоя суспензии, м.

Работа сверхцентрифуги без заметного выноса частиц происходит при ламинарном режиме течения кольцевого слоя суспензии вдоль барабана, соответствующем условию  $Re_{пот} = w_{пот} d_o \rho / \mu \leq 350$ , где  $w_{пот}$ ,  $d_o$  – скорость потока и его эквивалентный диаметр (см. пример 2.18),  $\rho$  и  $\mu$  – плотность и вязкость потока, обычно принимаемые для разбавленных суспензий как для жидкой ее фазы. При  $Re_{пот} > 350$  необходимо увеличивать длину  $H$  барабана сверхцентрифуги.

20. Мощность, необходимая в пусковой период периодически действующих центрифуг, определяется по следующим ее составляющим:

а) мощность (в Вт), необходимая для придания барабану и загруженной в него суспензии кинетической энергии вращательно-го движения:

$$N_1 = (L_6 + L_c) / \tau_{п}, \quad (2.23)$$

где  $L_6 = M_6 w_6^2 / 2$  – работа (в Дж), затрачиваемая на преодоление инерции массы барабана  $M_6$  (в кг) при его разгоне до окружной скорости (в м/с)  $w_6 = 2\pi R_6 \omega$  (с запасом берется по внешнему радиусу  $R_6$  (в м) барабана);  $\omega$  – угловая скорость барабана, рад/с;  $L_c = \rho_c V_6 [1 - (1 - \varphi)^2] H_6 w_1^2 / 4$  – работа, затрачиваемая на преодоление инерции кольца суспензии, Дж;  $\rho_c$  – плотность суспензии, кг/м<sup>3</sup>;  $V_6$  и  $H_6$  – объем и длина барабана, м<sup>3</sup> и м;  $w_1 = 2\pi R_1 \omega$  – окружная скорость на внешнем радиусе  $R_1$  (в м) кольца суспензии, м/с;  $\varphi = 1 - (R_c / R_1)^2$  – коэффициент загрузки барабана;  $R_c$  – внутренний радиус кольца суспензии, м;  $\tau_{п}$  – время пускового периода – разгона барабана с залитой в него суспензией от неподвижного состояния до  $\omega$ , с. По практическим данным,  $\tau_{п}$  обычно составляет 60–180 с.

б) мощность  $N_2$  (в кВт), теряемая вследствие работы против сил трения вращающегося вала барабана в подшипниках:

$$N_2 = \lambda M g w_6, \quad (2.24)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения, равный 0,07–0,10 для подшипников скольжения со смазкой и 0,03 для шарикоподшипников;  $M$  – масса всех вращающихся частей центрифуги, включая и загруженную в барабан суспензию, кг;  $g = 9,81 \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\omega_s = 2\pi R_0 \omega$  – окружная скорость вращения цапфы вала, м/с;  $R_0$  – радиус цапфы вала, м.

в) мощность  $N_3$  (в Вт), расходуемая на трение наружных стенок барабана о воздух:

$$N_3 = 2,94 \cdot 10^{-3} \beta R_2^2 \omega_s^3 \rho_a, \quad (2.25)$$

где  $\beta$  – определяемый по опытным данным коэффициент трения, равный в среднем 2,3;  $\rho_a$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Таким образом, полная мощность, затрачиваемая в пусковой период работы центрифуги периодического действия:

$$N = (N_1 + N_2 + N_3)/\eta_n, \quad (2.26)$$

где  $\eta_n$  – КПД передаточного устройства.

Установочная мощность электродвигателя для центрифуги выбирается с дополнительным запасом в 10–20 %.

## ГИДРОДИНАМИКА ПСЕВДООЖИЖЕННОГО СЛОЯ

**21.** Порозность слоя дисперсного материала, т. е. доля общего объема слоя, не занятого частицами:

для неподвижного слоя

$$\varepsilon_0 = (V_{\text{нас}} - V_{\text{ч}})/V_{\text{нас}}, \quad (2.27)$$

для псевдоожигенного (взвешенного) слоя порозность превышает  $\varepsilon_0$  вследствие расширения слоя восходящим потоком взвешивающей среды (жидкой или газовой)

$$\varepsilon = (V_{\text{пс}} - V_{\text{ч}})/V_{\text{пс}}. \quad (2.28)$$

В случае, когда плотностью сплошной фазы (обычно газовой) можно пренебречь по сравнению с плотностью материала частиц,  $\varepsilon_0 = 1 - \rho_{\text{нас}}/\rho_{\text{ч}}$ . Здесь  $V_{\text{ч}}$ ,  $V_{\text{нас}}$  и  $V_{\text{пс}}$  – объем, занимаемый собственно частицами, объем неподвижного слоя (насыпной объем) и объем псевдоожигенного слоя, м<sup>3</sup>;  $\rho_{\text{ч}}$  и  $\rho_{\text{нас}}$  – плотность материала частиц и насыпная плотность неподвижного слоя, кг/м<sup>3</sup>.

Значение порозности неподвижного неупорядоченного слоя сферических частиц одинакового размера приближенно может быть принято равным  $\varepsilon_0 \approx 0,40$ . Для неподвижных слоев сферических частиц неодинакового размера или для частиц формы, приближающейся к плоской, значение порозности  $\varepsilon_0$  меньше, чем 0,40.

**22.** Начиная с момента начала псевдоожигения (достижения сплошной взвешивающей средой скорости  $\omega_{\text{кр}}$ ), силы веса частиц

уравновешиваются силой гидродинамического воздействия со стороны вертикально движущейся среды и выталкивающей силой Архимеда и перепад статического давления на слое становится равным весу слоя  $G_{сл}$  (в Н), отнесенному к единице площади  $S$  (в  $m^2$ ) горизонтального сечения (рис. 2.10):

$$\Delta p_{сл} = G_{сл}/S = (\rho_{ч} - \rho)g(1 - \epsilon_0)h_0 - (\rho_{ч} - \rho)g(1 - \epsilon)h, \quad (2.29)$$

где  $h_0$  и  $h$  – высоты слоя в неподвижном и псевдоожигенном состоянии, м;  $\rho_{ч}$  и  $\rho$  – плотности материала частиц и среды,  $кг/м^3$ ;  $g$  – ускорение свободного падения,  $м/с^2$ .

Перепад статического давления  $\Delta p_r$  (в  $Н/м^2 = Па$ ) при прохождении взвешивающего агента через газораспределительную решетку можно определить по эмпирическому соотношению:

$$\Delta p_r = 0,503\rho w_0^2(1 - \varphi^2)/\zeta^2, \quad (2.30)$$

где  $\varphi$  – доля проходного сечения решетки (суммарная площадь отверстий), в большинстве случаев составляющая 0,01:0,08;  $w_0 = w/\varphi$  – скорость среды в отверстиях решетки,  $м/с$ ;  $w$  – скорость среды, отнесенная к полному сечению аппарата (скорость под решеткой),  $м/с$ ;  $\zeta$  – коэффициент, зависящий от отношения диаметра отверстия  $d_0$  и толщины решетки  $\delta$  (см. рис. 2.11).

23. Критическая скорость  $w_{кр}$  потока взвешивающей среды, при которой неподвижный слой переходит в псевдоожигенное состояние, для слоя сферических частиц одинакового диаметра  $d$  и плотности  $\rho_{ч}$  может быть определена из эмпирического соотношения:

$$Re_{кр} = Ar/(1400 + 5,22\sqrt{Ar}), \quad (2.31)$$

где  $Re_{кр} = w_{кр}\rho d/\mu$ ;  $Ar = (\rho_{ч} - \rho)\rho g d^3/\mu^2$  – критерии Рейнольдса и Архимеда;  $\mu$  – вязкость среды,  $Па \cdot с$ .

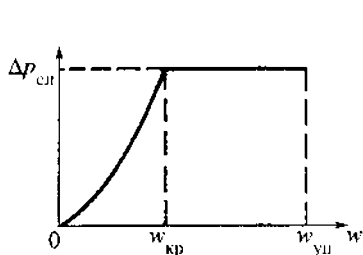


Рис. 2.10. Зависимость разности статических давлений при прохождении восходящим потоком неподвижного ( $0 \leq w \leq w_{кр}$ ) и псевдоожигенного ( $w_{кр} \leq w \leq w_{уш}$ ) слоя дисперсного материала

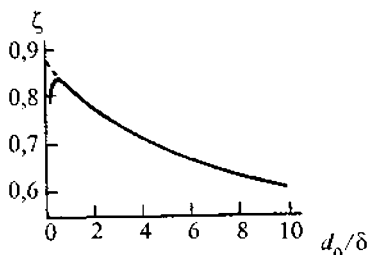


Рис. 2.11. Экспериментальная зависимость коэффициента в соотношении (2.30) от отношения диаметра отверстий в решетке к ее толщине

Для частиц несферической формы в качестве их эквивалентного диаметра принимается  $d_s = \Phi d$ , где  $d$  — диаметр шара (в м), объем которого равен объему частицы  $d_{ш} = 1,24 v_s^{1/3}$ ,  $v_s$  — объем частицы (в м<sup>3</sup>);  $\Phi = (0,207 s / v_s^{2/3})^{1/2}$  — фактор формы несферической частицы;  $s$  — наружная поверхность частицы, м<sup>2</sup>.

Для частиц различного диаметра принимается средневзвешенный эквивалентный диаметр  $d_s = 1 / \sum_{i=1} (x_i / d_i)$ , где  $d_i$  — средний ситовой

размер  $i$ -й фракции, т. е. среднее значение диаметров проходного и непроходного сит для этой фракции;  $x_i$  — массовая доля  $i$ -й фракции в объеме (массе) рассеиваемого материала.

24. Порозность псевдооживленного слоя при скорости потока на полное сечение  $w > w_{кр}$  может быть определена по эмпирическому соотношению:

$$\varepsilon = [(18\text{Re} + 0,36\text{Re}^2)/\text{Ar}]^{0,21}. \quad (2.32)$$

Отношение рабочей скорости среды к критической называют числом псевдооживления  $K_w = w/w_{кр}$ . Действительная скорость взвешивающей среды в зазорах между псевдооживленными частицами  $w_d = w/\varepsilon$  (для неподвижного слоя  $w_d = w/\varepsilon_0$ ).

Высота псевдооживленного слоя  $h$  пропорциональна высоте слоя  $h_0$  в неподвижном состоянии:

$$h = (1 - \varepsilon_0) h_0 / (1 - \varepsilon). \quad (2.33)$$

25. Скорость потока, при которой увеличение свободного сечения пространства между частицами расширяющегося слоя перестает компенсировать возрастающее гидравлическое воздействие на частицу со стороны восходящего потока, называется скоростью уноса частиц  $w_{ун}$  (рис. 2.10), так как при этой скорости частицы выносятся из слоя. При этом порозность псевдооживленного слоя  $\varepsilon \rightarrow 1$ . Значение  $w_{ун}$  соответствует скорости витания  $w_{вит}$  индивидуальной частицы и может быть найдено по полуэмпирическому соотношению:

$$\text{Re}_{вит} = w_{вит} \rho d / \mu = \text{Ar} / (18 + 0,61 \sqrt{\text{Ar}}). \quad (2.34)$$

При расчетах псевдооживленных слоев часто используется полученная по опытным данным графическая зависимость  $\text{Ly} = f(\text{Ar}, \varepsilon)$ , где критерий  $\text{Ly} = w^3 \rho^3 / [\mu (\rho_s - \rho) g]$ . График (рис. 2.12) позволяет определять, например, скорость потока, необходимую для создания псевдооживленного слоя частиц диаметром  $d$ , плотностью  $\rho_s$  и порозностью  $\varepsilon$ . Без трудностей решаются также и обратные задачи.

26. Среднее время пребывания  $\bar{\tau}$  (в с) частиц в аппарате, в том числе в аппарате с псевдооживленным слоем:

$$\bar{\tau} = V_{\text{с}}/V_{\text{т}}, \quad (2.35)$$

где  $V_{\text{с}}$  – суммарный объем всех частиц, находящихся в аппарате,  $\text{м}^3$ ;  $V_{\text{т}}$  – объемный расход дисперсного материала через аппарат,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

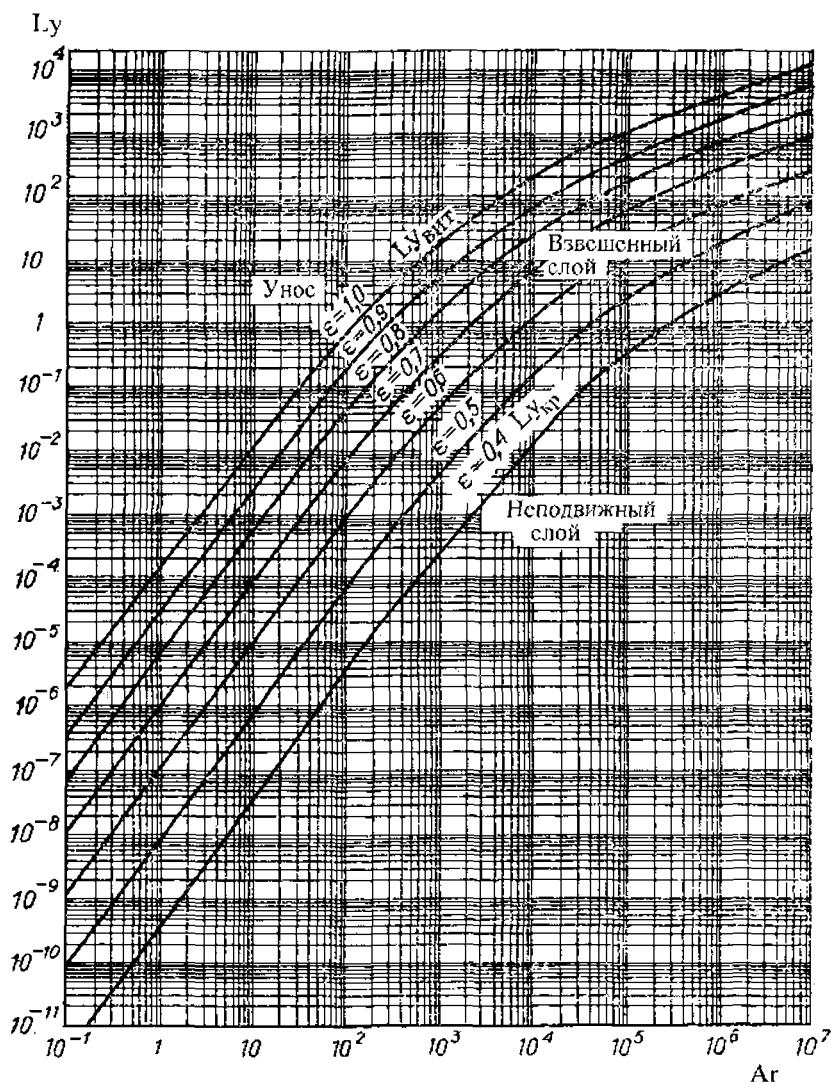
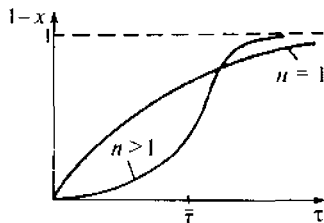


Рис. 2.12. Экспериментальная зависимость критерия  $Ly$  от критерия  $Ar$  и порозности  $\epsilon$  псевдооживленного слоя шарообразных частиц



Рис. 2.13. Доля частиц  $(1 - x)$ , пребывающих в аппарате идеального перемешивания время, меньшее  $\tau$

$\tau$  — среднее расходное время пребывания частиц в аппарате



В предельном случае идеального (полного) перемешивания частиц материала по всему объему псевдооживленного слоя доля  $x$  частиц от общего их расхода  $V_r$ , или (что то же самое) доля от объема  $V_r$  частиц в аппарате, пребывающая в аппарате время не меньшее, чем  $\tau$  (иными словами, время от  $\tau$  до  $\infty$ ):

$$x = \exp(-\tau/\tau). \quad (2.36)$$

Аналогичная доля частиц, пребывающая в суммарном объеме  $n$  последовательных аппаратов псевдооживленного слоя с полным перемешиванием в каждом из них:

$$x = \left[ 1 + \frac{\tau}{\tau} + \frac{1}{2!} \left( \frac{\tau}{\tau} \right)^2 + \dots + \frac{1}{(n+1)!} \left( \frac{\tau}{\tau} \right)^{n+1} \right] \exp \left( -\frac{\tau}{\tau} \right). \quad (2.37)$$

Рис. 2.13 показывает, что увеличение числа секций в аппаратах с псевдооживленным слоем уменьшает степень неравномерности пребывания в нем дисперсного материала.

## ПЕРЕМЕШИВАНИЕ В ЖИДКОЙ СРЕДЕ

27. Общая структура критериального соотношения для расчета мощности, потребляемой на перемешивание жидкой среды вращающейся механической мешалкой, имеет вид

$$K_N = f(\text{Re}_n, \text{Fr}_n, \Gamma_D, \Gamma_b, \Gamma_H, \dots), \quad (2.38)$$

где  $K_N = N/(\rho n^3 d^5)$  — критерий мощности;  $\text{Re}_n = \rho n d^2 / \mu$  и  $\text{Fr} = n^2 d / g$  — критерии Рейнольдса и Фруда (центробежные);  $N$  — мощность, затрачиваемая на перемешивание, Вт;  $\rho$  и  $\mu$  — плотность и вязкость перемешиваемой жидкой среды,  $\text{кг/м}^3$  и  $\text{Па} \cdot \text{с}$ ;  $n$  и  $d$  — частота вращения и диаметр мешалки,  $\text{с}^{-1}$  и м;  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $\Gamma_D = D/d$ ;  $\Gamma_b = b/d$ ;  $\Gamma_H = H/d$ , ... — симметричные геометрические подобия, учитывающие влияние диаметра  $D$  сосуда, ширины лопасти  $b$  мешалки и высоты  $H$  слоя перемешиваемой жидкости (в м).

Экспериментальные данные для различных типов мешалок представлены на рис. V, из которого следует, что ламинарный режим движения лопастей мешалок в перемешиваемой жидкости соответствует значению центробежного критерия Рейнольдса  $\text{Re}_n \approx 50 \div 60$ .

Для геометрически подобных аппаратов и мешалок и в пренебрежении влиянием силы тяжести общее соотношение (2.41) существенно упрощается:

$$K_N = C Re_z^m, \quad (2.39)$$

где  $C$  и  $m$  — параметры, численные значения которых определяются экспериментально для каждого типа мешалки и конкретных геометрических характеристик (табл. XVI).

## ПРИМЕРЫ

### ОСАЖДЕНИЕ

**Пример 2.1.** Определить скорость осаждения сферических частиц диаметром 0,10 мм из материала плотностью 2400 кг/м<sup>3</sup> при температуре 20 °С: а) в воздухе при атмосферном давлении; б) в воде.

**Решение.** Поскольку размер осаждающихся частиц невелик, то имеет смысл вначале использовать формулу (2.1) для ламинарного обтекания сферы.

а) В воздухе

$$w_{oc} = (2400 - 1,21) 9,81 (0,10 \cdot 10^{-3})^2 / (18 \cdot 0,0185 \cdot 10^{-3}) = 0,710 \text{ м/с},$$

где  $\rho = (29/22,4)(273/293) = 1,21 \text{ кг/м}^3$  и  $\mu = 0,0185 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — плотность и вязкость (рис. IV) воздуха при 20 °С.

Значение критерия Рейнольдса

$$Re_{oc} = 0,710 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1,21 / (0,0185 \cdot 10^{-3}) = 4,65.$$

Поскольку  $Re_{oc} = 4,65 > 0,2$ , то режим обтекания сферической частицы не соответствует ламинарному и использование формулы Стокса (2.1) не является правомерным.

Согласно универсальному методу расчета скорости осаждения следует вычислить значение критерия Архимеда по формуле (2.3):

$$Ar = (2400 - 1,21) 1,21 \cdot 9,81 (0,1 \cdot 10^{-3})^3 / (0,0185 \cdot 10^{-3})^2 = 83,3.$$

По графику для сферических частиц (рис. 2.1) находится значение  $Re_{oc} = 3,2$ , откуда

$$w_{oc} = 3,2 \cdot 0,0185 \cdot 10^{-3} / (0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1,21) = 0,489 \text{ м/с}.$$

Таким образом, неправомерное использование формулы ламинарного обтекания Стокса в данном случае приводит к завышению скорости осаждения почти в два раза (0,710 м/с против правильного значения 0,489 м/с).

б) В воде

$$w_{oc} = (2400 - 998) 9,81 (0,10 \cdot 10^{-3})^2 / (18 \cdot 1,005 \cdot 10^{-3}) = 0,0076 \text{ м/с},$$

где  $\rho = 998 \text{ кг/м}^3$  и  $\mu = 1,005 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — плотность (табл. III) и вязкость (рис. III) воды при  $20^\circ\text{C}$ .

**Критерий Рейнольдса при осаждении в воде**

$$\text{Re}_{\text{ос}} = 0,0076 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 998 / (1,005 \cdot 10^{-3}) = 0,758.$$

Поскольку и здесь  $\text{Re}_{\text{ос}} > 0,2$ , то обтекание частицы и здесь не ламинарное, поэтому скорость осаждения рассчитывается универсальным способом, для чего вычисляется значение критерия Архимеда

$$\text{Ar} = (2400 - 998) 998 \cdot 9,81 (0,1 \cdot 10^{-3})^3 / (1,005 \cdot 10^{-3})^2 = 13,9.$$

По графику на рис. 2.1 находится значение  $\text{Re}_{\text{ос}} = 0,7$ , откуда

$$w_{\text{ос}} = 0,7 \cdot 1,005 \cdot 10^{-3} / (0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 998) = 0,00705 \text{ м/с}.$$

Можно произвести проверочный расчет, определив из рис. 2.1 значение критерия Лященко (2.2):  $\text{Ly} = 0,02$ , откуда

$$w_{\text{ос}} = (0,02 [1,005 \cdot 10^{-3} (2400 - 998) 9,81] / 998^2)^{1/3} = 0,0652 \text{ м/с}.$$

Разность полученных значений лежит в пределах точности отсчетов по рис. 2.1.

**Пример 2.2.** Определить наибольший диаметр частиц кварца сферической формы, для которых применима формула Стокса в условиях осаждения в воде при  $20^\circ\text{C}$ . Найти также скорость осаждения такой частицы.

**Решение.** Формула (2.1) применима до значения  $\text{Ar} = 3,6$ . Поэтому наибольшая частица кварца, скорость осаждения которой соответствует ламинарному режиму обтекания осаждающейся частицы, должна иметь диаметр

$$d = \sqrt[3]{3,6 (1,005 \cdot 10^{-3})^2 / [(2650 - 998) \cdot 998 \cdot 9,81]} = 61,4 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 61,4 \text{ мкм}.$$

Скорость осаждения по формуле (2.1)

$$w_{\text{ос}} = (2650 - 998) 9,81 (61,4 \cdot 10^{-6})^2 / (18 \cdot 1,005 \cdot 10^{-3}) = 0,00338 \text{ м/с}.$$

Можно найти критическое значение критерия Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ос, кр}} = 0,00338 \cdot 61,4 \cdot 10^{-6} \cdot 998 / (1,005 \cdot 10^{-3}) = 0,206.$$

Полученное в условиях примера значение  $\text{Re}_{\text{ос, кр}}$  близко к рекомендуемому, равному 0,2.

**Пример 2.3.** Определить диаметр наибольших сферических частиц мела, которые будут уноситься восходящим потоком воды; скорость потока 0,50 м/с, температура  $10^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Находится значение критерия  $\text{Ly}$  по формуле (2.2)

$$\text{Ly} = \frac{0,50^3 \cdot 1000^2}{1,31 \cdot 10^{-3} (2200 - 1000) 9,81} = 8110,$$

где  $\mu = 1,31 \cdot 10^{-3}$  Па · с и  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup> — вязкость (рис. III) и плотность (табл. III) воды при 10 °С;  $\rho_y = 2200$  кг/м<sup>3</sup> — плотность мела (табл. I).

По рис. 2.1 находится значение  $Ar = 1,5 \cdot 10^6$ , из которого определяется искомый диаметр частиц

$$d = \sqrt[3]{1,5 \cdot 10^6 (1,31 \cdot 10^{-3})^2 / [(2200 - 1000) 1000 \cdot 9,81]} = 6,03 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 6,03 \text{ мм}.$$

**Пример 2.4.** Вычислить скорость осаждения в воде при 30 °С частиц свинцового блеска угловатой формы с эквивалентным диаметром  $d_0 = 1,0$  мм. Плотность свинцового блеска 7560 кг/м<sup>3</sup>.

**Решение.** Значение критерия Архимеда находится через эквивалентный диаметр частиц:

$$Ar = (7560 - 996) 996 \cdot 9,81 (1,0 \cdot 10^{-3})^3 / (0,804 \cdot 10^{-3})^2 = 9,92 \cdot 10^4,$$

где  $\rho = 996$  кг/м<sup>3</sup> и  $\mu = 0,804 \cdot 10^{-3}$  Па · с — плотность и вязкость воды при 30 °С (рис. III).

По графику рис. 2.1 при  $Ar = 9,92 \cdot 10^4$  для частиц угловатой формы находится  $Lu = 4,5 \cdot 10^2$ .

Скорость осаждения согласно формуле (2.2)

$$w_{oc} = [4,5 \cdot 10^2 \cdot 0,804 \cdot 10^{-3} (7560 - 996) 9,81 / 996^2]^{1/3} = 0,287 \text{ м/с}.$$

**Пример 2.5.** Определить эквивалентные диаметры продолговатых частиц каменного угля и плоских частиц сланца ( $\rho_{сл} = 2200$  кг/м<sup>3</sup>), осаждающихся с одинаковой скоростью  $w_{oc} = 0,10$  м/с в воде при 20 °С.

**Решение.** Вычисляются значения критериев  $Lu$  согласно формуле (2.2):

для частиц угля

$$Lu_y = 0,10^3 \cdot 998^2 / [1,005 \cdot 10^{-3} (1350 - 998) 9,81] = 287,$$

для частиц сланца

$$Lu_{сл} = 0,10^3 \cdot 998^2 / [1,005 \cdot 10^{-3} (2200 - 998) 9,81] = 84,0,$$

где  $\rho = 998$  кг/м<sup>3</sup> и  $\mu = 1,005 \cdot 10^{-3}$  Па · с — плотность и вязкость воды при 20 °С;  $\rho_y = 1350$  кг/м<sup>3</sup> — плотность каменного угля (табл. I).

По графику рис. 2.1 определяются соответствующие значения критерия Архимеда:

для продолговатых частиц угля  $Ar_y = 9 \cdot 10^4$ , откуда согласно формуле (2.3):

$$d_{a,y} = \sqrt[3]{9 \cdot 10^4 \cdot (1,005 \cdot 10^{-3})^2 / [(1350 - 998) 998 \cdot 9,81]} = 2,82 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

для пластинчатых частиц сланца  $Ar_{сл} = 7 \cdot 10^4$ , откуда

$$d_{a,сл} = \sqrt[3]{7 \cdot 10^4 \cdot (1,005 \cdot 10^{-3})^2 / [(2200 - 998) 998 \cdot 9,81]} = 1,81 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

**Пример 2.6.** Каково должно быть расстояние между горизонтальными полками пылеосадительной камеры (рис. 2.2), чтобы успевали осаждаться частицы колчеданной пыли диаметром  $8,0 \cdot 10^{-6}$  мм из потока печного газа, расход которого составляет  $0,60 \text{ м}^3/\text{с}$  (при нормальных условиях), температура  $427^\circ\text{C}$ , вязкость  $0,034 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  и плотность  $0,50 \text{ кг}/\text{м}^3$ . Плотность колчедана  $4000 \text{ кг}/\text{м}^3$ . Размеры рабочего объема камеры: длина  $4,1 \text{ м}$ , ширина  $2,8 \text{ м}$  и общая высота  $4,2 \text{ м}$ .

**Решение.** Объемный расход газа пересчитывается на заданную температуру:

$$V_c = 0,60(273 + 427)/273 = 1,54 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Линейная скорость движения газа вдоль полок камеры

$$w_r = 1,54/(2,8 \cdot 4,2) = 0,131 \text{ м}/\text{с}.$$

Время пребывания газа в камере

$$\bar{\tau} = L/w_r = 4,1/0,131 = 31,3 \text{ с}.$$

Скорость осаждения одиночной сферической частицы находится по формуле Стокса (2.1):

$$w_{oc} = (4000 - 0,50)9,81(8 \cdot 10^{-6})^2/(18 \cdot 0,034 \cdot 10^{-3}) = 0,0041 \text{ м}/\text{с}.$$

Производится проверка правильности применения формулы (2.1), для чего находится значение критерия Рейнольдса

$$\text{Re}_{oc} = 0,0041 \cdot 8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,50/(0,034 \cdot 10^{-3}) = 0,000482 < 0,2.$$

Для расчета пылеосадительной камеры действительная скорость осаждения частиц принимается в два раза меньшей:  $0,0041/2 = 0,00205 \text{ м}/\text{с}$ .

Искомое расстояние между соседними горизонтальными полками определяется как путь, проходимый осаждающимися частицами в течение времени их пребывания в рабочей зоне камеры:

$$h = w_{oc}\bar{\tau} = 0,00205 \cdot 31,3 = 0,0642 \text{ м}.$$

**Пример 2.7.** Определить диаметр отстойника (рис. 2.3) для непрерывного осаждения частиц мела в воде при  $15^\circ\text{C}$ . Производительность отстойника  $80 \text{ т}/\text{ч}$  начальной суспензии, массовая доля мела в которой  $8\%$ . Диаметр наименьших частиц, подлежащих осаждению, составляет  $0,035 \text{ мм}$ . Влажность образующегося шлама  $70\%$ .

**Решение.** Находится скорость осаждения частиц при ламинарном режиме обтекания (формула (2.1)):

$$w_{oc} = (2200 - 1000)9,81(0,035 \cdot 10^{-3})^2/(18 \cdot 1,14 \cdot 10^{-3}) = 0,000703 \text{ м}/\text{с},$$

где  $\rho_n = 2200 \text{ кг}/\text{м}^3$  – плотность мела (табл. I);  $\mu = 1,14 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (рис. III) – вязкость воды при  $15^\circ\text{C}$ .

Проверка значения критерия Рейнольдса

$$Re_{\infty} = 0,000703 \cdot 0,035 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 / (1,14 \cdot 10^{-3}) = 0,0216 < 0,2.$$

Действительная скорость осаждения частиц в реальном аппарате

$$w'_{\infty} = 0,000703/2 = 0,000351 \text{ м/с.}$$

Площадь отстойника определяется по формуле (2.5)

$$S_{\infty} = (80 \cdot 10^3 / 3600) (1 - 8/30) / (1000 \cdot 0,000351) = 46,4 \text{ м}^2.$$

Диаметр отстойника

$$D = \sqrt{S_{\infty} / (\pi/4)} = \sqrt{46,4 / 0,785} = 7,69 \text{ м.}$$

**Пример 2.8.** Определить необходимую высоту отстойника (рис. 2.3), если для уплотнения водной суспензии в зоне ее сгущения необходимо 16 часов. Относительная плотность частиц равна 2,6. Среднее разбавление в зоне сгущения  $T : Ж = 1 : 1,5$ . Суточная производительность отстойника диаметром 10 м составляет 23 т по твердой фазе.

**Решение.** По формуле (2.11) определяется плотность суспензии в зоне сгущения

$$\rho_c = \frac{1,5+1}{1/2600+1,5/1000} = 1330 \text{ кг/м}^3.$$

Массовая доля твердой фазы в суспензии в зоне сгущения, согласно определению,  $x = 1/(1 + 1,5) = 0,40$  кг тв./кг сусп. Следовательно,  $1 \text{ м}^3$  сгущенной суспензии содержит массу твердой фазы  $T = \rho_c x = 1330 \cdot 0,40 = 531$  кг.

В течение суток на  $1 \text{ м}^2$  осаждается масса твердой фазы  $23/(0,785 \cdot 10^2) = 0,293$  т/( $\text{м}^2 \cdot \text{сут}$ ).

Через зону сгущения за 16 ч пройдет  $0,293(16/24) = 0,195$  т твердой фазы на  $1 \text{ м}^2$  площади осаждения.

Поскольку в зоне сгущения  $1 \text{ м}^3$  суспензии содержит 0,531 кг твердой фазы, то высота этой зоны

$$h_2 = 0,195/0,531 = 0,368 \text{ м.}$$

По практическим данным высота зоны питания принимается из диапазона 0,45–0,75 м, т. е. можно принять  $h_1 = 0,60$  м.

Высота нижней зоны, в которой вращаются скребки, зависит от наклона лопастей, и ее согласно практическим данным можно принимать соответствующей 0,15 м на 1 м радиуса отстойника. Следовательно,  $h_3 = 0,15(10/2) = 0,75$  мм.

Суммарная высота отстойника

$$H = h_1 + h_2 + h_3 = 0,60 + 0,368 + 0,75 = 1,72 \text{ м.}$$

**Пример 2.9.** Вычислить время, необходимое для получения 30 л фильтрата из суспензии через  $2,5 \text{ м}^2$  поверхности фильтрующей перегородки, если при предварительном испытании той же суспензии при тех же фильтрующей перегородке и разности давлений с  $1,2 \text{ дм}^2$  опытного фильтра было собрано: 0,025 л фильтрата через 2,3 мин и 0,080 л через 15 мин после начала фильтрования.

**Решение.** Имеющиеся опытные данные используются для подстановки в уравнение фильтрования (2.7) и определения констант фильтрования:

$$(0,025 \cdot 10^{-3}/1,2 \cdot 10^{-2})^2 + 2(0,025 \cdot 10^{-3}/1,2 \cdot 10^{-2})C = K(2,3 \cdot 60),$$

$$(0,080 \cdot 10^{-3}/1,2 \cdot 10^{-2})^2 + 2(0,080 \cdot 10^{-3}/1,2 \cdot 10^{-2})C = K(15 \cdot 60),$$

откуда  $K = 5,52 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$  и  $C = 0,785 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Полученные значения  $K$  и  $C$  используются для вычисления времени фильтрования:

$$(30 \cdot 10^{-3}/2,5)^2 + 2(30 \cdot 10^{-3}/2,5)0,785 \cdot 10^{-3} = 5,52 \cdot 10^{-3} \tau,$$

откуда  $\tau = 3,16 \cdot 10^3 \text{ с} = 52,7 \text{ мин}$ .

**Пример 2.10.** В условиях предыдущего примера вычислить продолжительность промывки осадка промывной жидкостью в количестве  $V_{\text{пр}} = 2,5 \text{ л/м}^2$ , если ее динамическая вязкость и плотность равны вязкости и плотности фильтрата и промывка производится при той же разности давлений, что и фильтрование.

**Решение.** Скорость промывки осадка соответствует скорости фильтрования через слой осадка максимальной толщины, то есть в момент окончания процесса фильтрования. Для определения постоянного значения скорости промывки вычисленные в предыдущем примере константы  $K$  и  $C$  подставляются в уравнение (2.6):

$$\left. \frac{dV}{d\tau} \right|_{\text{пр}} = \frac{5,52 \cdot 10^{-8}}{2[(30 \cdot 10^{-3}/2,5) + 0,785 \cdot 10^{-3}]} = 0,216 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

где в знаменателе в качестве значения  $V$  используется общее количество фильтрата, полученное через  $1 \text{ м}^2$  поверхности фильтрующей перегородки.

Искомая продолжительность промывки

$$\tau_{\text{пр}} = V_{\text{пр}}/(\left. dV/d\tau \right|_{\text{пр}}) = 2,5 \cdot 10^{-3}/0,216 \cdot 10^{-5} = 1,16 \cdot 10^3 \text{ с} = 19,3 \text{ мин}.$$

**Пример 2.11.** Найти значения констант фильтрования суспензии карбоната кальция (13,9 %) при  $20^\circ\text{C}$  по опытным данным (см. таблицу), полученным при двух различных давлениях на лабора-

торном фильтр-прессе с поверхностью фильтрования  $F = 0,10 \text{ м}^2$  и максимальной толщиной осадка 50 мм.

Избыточное давление, Па	Время от начала фильтрования, с	Объем собранного фильтрата, м <sup>3</sup>
$0,343 \cdot 10^5$	146	0,00292
	888	0,00780
$1,03 \cdot 10^5$	50	0,00245
	660	0,00980

**Решение.** Значения констант  $K$  и  $C$  определяются по основной формуле (2.7) периодического фильтрования:

при давлении  $0,343 \cdot 10^5 \text{ Па}$

$$(0,00292/0,10)^2 + 2(0,00292/0,10)C = K \cdot 146,$$

$$(0,00780/0,10)^2 + 2(0,00780/0,10)C = K \cdot 888,$$

откуда  $K = 7,69 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $C = 4,64 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

при давлении  $1,03 \cdot 10^5 \text{ Па}$

$$(0,00245/0,10)^2 + 2(0,00245/0,10)C = K \cdot 50,$$

$$(0,00980/0,10)^2 + 2(0,00980/0,10)C = K \cdot 660,$$

откуда  $K = 14,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $C = 3,73 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Таким образом, по данным примера изменение давления при фильтровании в фильтр-прессе наиболее значительно влияет на значение константы  $K$ .

**Пример 2.12.** Определить необходимые размеры рабочей части рамного фильтр-пресса, с помощью которого в течение 3 ч можно получить  $6,0 \text{ м}^3$  фильтрата, если при опытном фильтровании этой же суспензии при тех же значениях перепада давлений и толщины слоя осадка получены следующие значения констант:  $K = 5,75 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$  и  $C = 1,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

**Решение.** Объем фильтрата, проходящего за  $3 \cdot 3600 = 10800 \text{ с}$  через  $1 \text{ м}^2$  поверхности фильтрующей перегородки, может быть найден из основного уравнения фильтрования (2.7):

$$V^2 + 2 \cdot 1,45 \cdot 10^{-3} V = 5,75 \cdot 10^{-7} \cdot 3 \cdot 3600,$$

откуда  $V = 0,0773 \text{ м}^3/\text{м}^2$ .

Следовательно, чтобы получить  $6,0 \text{ м}^3$  фильтрата, необходима поверхность фильтрования

$$S = 6,0/0,0773 = 77,5 \text{ м}^2.$$

Найденному значению поверхности соответствует рамный фильтр-пресс с рабочей поверхностью фильтрования  $83 \text{ м}^2$ , имеющий 42 рамы размером  $1000 \times 1000 \text{ мм}$ .

**Пример 2.13.** С помощью барабанного вакуум-фильтра (рис. 2.4) непрерывного действия необходимо фильтровать  $2,36 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$



водной суспензии, содержащей 17,6 % мелкодисперсной твердой фазы и имеющей плотность  $\rho_c = 1120 \text{ кг/м}^3$ . Влажность получаемого осадка должна быть 34 % при разрежении внутри барабана 600 мм рт. ст. В процессе фильтрования на лабораторной модели при разрежении 510 мм рт. ст. были получены следующие значения констант фильтрования:  $K = 11,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $C = 6,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^2$ , а влажность осадка 34 % достигнута за 32 с. Определить требуемые поверхность фильтрования и частоту вращения барабана.

**Решение.** Приближенно принимая значения константы  $K$  при прочих равных условиях пропорциональными разности давлений по обе стороны от фильтрующей перегородки (см. формулу (2.6)), для рабочего разрежения 600 мм рт. ст. пересчитывается новое значение константы фильтрования:

$$K/11,2 \cdot 10^{-6} = 600/510, \text{ откуда } K = 13,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Производительность  $1 \text{ м}^2$  фильтрующей перегородки за время 32 с находится из уравнения (2.7):

$$V = -6,0 \cdot 10^{-3} + \sqrt{(6,0 \cdot 10^{-3})^2 + 13,1 \cdot 10^{-6} \cdot 32} = 15,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

Удельная производительность  $1 \text{ м}^2$  фильтрующей перегородки, отнесенная к единице времени:

$$v_\phi = 15,3 \cdot 10^{-3}/32 = 0,479 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Заданная производительность по суспензии пересчитывается на производительность по фильтрату, для чего предварительно определяется соотношение масс влажного и сухого осадков в конце процесса фильтрования  $m = 1/(1 - 0,34) = 1,52$ ; при массовой доле твердой фазы в исходной суспензии  $x = 0,176$  массовый ее расход  $G_c = V_c \rho_c = 2,36 \cdot 10^{-3} \cdot 1120 = 2,64 \text{ кг/с}$ ; масса влажного осадка  $G_\infty = G_c x m = 2,64 \cdot 0,176 \cdot 1,52 = 0,706 \text{ кг/с}$ ; масса фильтрата  $G_\phi = G_c - G_\infty = 2,64 - 0,706 = 1,94 \text{ кг/с}$ . При плотности фильтрата  $\rho_\phi = 1000 \text{ кг/м}^3$  его объемный расход составит  $V_\phi = G_\phi/\rho_\phi = 1,94/1000 = 1,94 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ .

Следовательно, необходимая поверхность фильтрования составит

$$S_\phi = V_\phi/v_\phi = 1,94 \cdot 10^{-3}/0,479 \cdot 10^{-3} = 4,05 \text{ м}^2.$$

В барабанных вакуум-фильтрах поверхность зоны фильтрования, погруженной в суспензию, составляет обычно приблизительно 35 % от общей поверхности барабана, следовательно, необходимая общая площадь поверхности:

$$S = S_\phi/0,35 = 4,05/0,35 = 11,6 \text{ м}^2.$$

По каталогу на барабанные вакуум-фильтры ближайший вариант имеет общую поверхность  $12 \text{ м}^2$ , диаметр и длину барабана 2,1 м и 1,8 м соответственно.

Частота вращения барабана, обеспечивающая заданное время фильтрования:

$$n = 0,35/32 = 0,0109 \text{ с}^{-1} = 0,656 \text{ мин}^{-1}.$$

**Пример 2.14.** Определить необходимое время промывки осадка от соли, если допускаемая ее массовая концентрация в промывной воде должна составлять  $5,0 \text{ кг/м}^3$ , при интенсивности промывки чистой водой  $0,0917 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$ . Толщина слоя промываемого осадка  $35 \text{ мм}$ , константа промывки  $K_n = 0,520$ , массовая концентрация соли в промывной воде в начальный момент процесса промывки составляет  $143 \text{ кг/м}^3$ .

**Решение.** Подстановка исходных данных в уравнение (2.8), решенное относительно времени промывки:

$$\tau = \frac{\delta_{сз}}{K_n w} \ln \frac{c_{з,0}}{c_n} = \frac{0,035}{0,520 \cdot 0,0917 \cdot 10^{-3}} \ln(143/5) = 2460 \text{ с}.$$

**Пример 2.15.** В условиях предыдущего примера определить массовую концентрацию соли в промывной воде через  $50 \text{ мин}$  после начала процесса промывки.

**Решение.** Массовая концентрация соли определяется по формуле (2.8):

$$c_n = 143 \exp(-0,520 \cdot 0,0917 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 60/0,035) = 2,53 \text{ г/дм}^3.$$

## РАЗДЕЛЕНИЕ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ ИНЕРЦИИ

**Пример 2.16.** Определить необходимый диаметр стандартного циклона для улавливания частиц с наименьшим диаметром  $80 \text{ мкм}$  из потока воздуха, расход которого  $V_c = 2000 \text{ кг/ч}$ , температура  $100^\circ\text{C}$ ; давление атмосферное.

**Решение.** Предварительное значение условной скорости газа  $w_n$  в цилиндрической части циклона ЦН-15 вычисляется по формуле (2.14):

$$w_n = \sqrt{2(\Delta p/\rho)/\xi_0} = \sqrt{2 \cdot 740/160} = 3,04 \text{ м/с},$$

где значения  $(\Delta p/\rho) = 740 \text{ м}^2/\text{с}^2$  и  $\xi_0 = 160$  принимаются согласно рекомендациям п. 13 и 14.

Плотность воздуха при  $100^\circ\text{C}$  и атмосферном давлении

$$\rho = (29/22,4) 273/(273 + 100) = 0,948 \text{ кг/м}^3.$$

Диаметр циклона находится из уравнения расхода (2.13):

$$D = \sqrt{(2000/3600/0,948)/(0,785 \cdot 3,04)} = 0,496 \text{ м}.$$

Принимается диаметр циклона  $D = 0,50 \text{ м}$ .

Условная скорость воздуха в циклоне увеличенного диаметра  $w_{\text{ц}} = 3,04(0,496/0,50)^2 = 2,99$  м/с, а перепад гидростатического давления  $\Delta p = 160 \cdot 0,948 \cdot 2,99^2/2 = 679$  Па = 69 мм вод. ст.

**Пример 2.17.** Определить производительность (по питанию) автоматической осадительной центрифуги АОГ-800 при работе ее на водной суспензии гидроксида магния. Плотность частиц 2525 кг/м<sup>3</sup>. Температура суспензии 30 °С. Наименьший диаметр частиц 3 мкм. Диаметр барабана центрифуги 800 мм, длина барабана 400 мм, диаметр сливного борта 570 мм, частота вращения барабана 1200 мин<sup>-1</sup>. Цикл работы центрифуги составляет 20 мин; из них 18 мин – подача суспензии с одновременным осаждением и 2 мин – разгрузка осадка.

**Решение.** Часовая производительность центрифуги определяется по формуле (2.20), для чего предварительно по формуле (2.1) находится скорость осаждения частиц наименьшего диаметра в поле силы тяжести (в предположении о ламинарном режиме осаждения):

$$w_{\text{ос}} = (2525 - 1000)9,81(3 \cdot 10^{-6})^2/(18 \cdot 0,80 \cdot 10^{-3}) = 0,00935 \cdot 10^{-3} \text{ м/с},$$

где  $\mu = 0,80 \cdot 10^{-3}$  Па · с – динамическая вязкость воды при 30 °С.

Скорость осаждения  $w'_{\text{ос}}$  в поле центробежной силы

$$w'_{\text{ос}} = w_{\text{ос}}[\omega^2 R/g] = 0,00935 \cdot 10^{-3} [(2\pi \cdot 1200/60)^2 (0,800/2 + 0,570/2)/2/9,81] = 5,29 \cdot 10^{-3} \text{ м/с},$$

где при вычислении фактора разделения центрифуги использован средний радиус кольца суспензии.

Проверяется режим осаждения в поле центробежной силы:

$$\text{Re} = w'_{\text{ос}} d \rho / \mu = 5,29 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-6} \cdot 1000 / (0,80 \cdot 10^{-3}) = 19,8 \cdot 10^{-3} < 0,2.$$

Отношение периода осаждения к продолжительности общего цикла работы

$$k = 18/20 = 0,90.$$

Часовая производительность центрифуги согласно (2.20) при  $\eta = 0,45$ :

$$V_{\text{ч}} = 25,3 \cdot 0,45 \cdot 0,40 \cdot 1200^2 \cdot 0,343^2 \cdot 0,00935 \cdot 10^{-3} \cdot 0,90 = 6,49 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

**Пример 2.18.** Определить производительность трубчатой сверхцентрифуги СГО-150 с трехлопастной крыльчаткой при осветлении минерального масла от частиц диаметром 1 мкм и плотностью 1400 кг/м<sup>3</sup>. Плотность масла  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>, динамическая вязкость  $\mu = 3,0 \cdot 10^{-3}$  Па · с. Внутренний диаметр и длина трубы (барабана) 150 мм и 750 мм, диаметр сливного порога 50 мм, частота вращения трубы 13 000 мин<sup>-1</sup>.

**Решение.** Считая режим осаждения малых частиц в масле ламинарным, по формуле (2.1) можно найти скорость осаждения этих частиц в поле силы тяжести

$$\omega_{\text{ос}} = (1400 - 900) 9,81 (1 \cdot 10^{-6})^2 / (18 \cdot 3,0 \cdot 10^{-3}) = 9,08 \cdot 10^{-8} \text{ м/с.}$$

Фактор разделения определяется соотношением (2.17):

$$K_p = (2\pi \cdot 13 \cdot 10^3 / 60)^2 0,025 / 9,81 = 4720,$$

где  $R = 0,025 \text{ м}$  — радиус сливного цилиндра.

Следовательно, минимальная скорость осаждения во вращающейся трубе сверхцентрифуги равна

$$\omega'_{\text{ос}} = \omega_{\text{ос}} K_p = 9,08 \cdot 10^{-8} \cdot 4720 = 4,29 \cdot 10^{-4} \text{ м/с.}$$

Проверка режима осаждения:

$$\text{Re} = 4,29 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 10^{-6} \cdot 900 / (3,0 \cdot 10^{-3}) = 1,29 \cdot 10^{-4} < 0,2.$$

Объем кольца суспензии (п. 19):

$$V_{\text{ж}} = \pi(R_6^2 - R_c^2)H = \pi(0,075^2 - 0,025^2) 0,750 = 0,0118 \text{ м}^3.$$

Толщина кольцевого слоя жидкости

$$h = 0,075 - 0,025 = 0,050 \text{ м.}$$

Производительность трубчатой сверхцентрифуги (формула (2.22)):

$$V_r \leq 4,29 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0118 / 0,050 = 0,101 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 0,364 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Режим течения кольцевого потока жидкости вдоль оси трубы определяется значением критерия  $\text{Re}_{\text{пот}} = \omega_{\text{пот}} d_0 \rho / \mu$  (п. 19).

Скорость потока жидкости

$$\omega_{\text{пот}} = V_r / [\pi(R_6^2 - R_c^2)] = 0,101 \cdot 10^{-3} / [\pi(0,075^2 - 0,025^2)] = 6,42 \cdot 10^{-3} \text{ м/с.}$$

Для центрифуги с трехлопастной крыльчаткой эквивалентный диаметр потока жидкости

$$d_s = 4 \frac{\pi(R_6^2 - R_c^2)}{2\pi R_6 + 6h} = 4 \frac{\pi(0,075^2 - 0,025^2)}{2\pi \cdot 0,075 + 6 \cdot 0,050} = 0,0815 \text{ м.}$$

$$\text{Re}_{\text{пот}} = 6,42 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0815 \cdot 900 / 3,0 \cdot 10^{-3} = 157 < 350,$$

т. е. режим течения осевого потока кольца суспензии ламинарный.

**Пример 2.19.** Выбрать тип фильтрующего аппарата для геля кремниевой кислоты и определить необходимое число аппаратов при следующих условиях: 1) массовая доля твердой фазы в исходной суспензии 4,7%, ее относительная плотность 1,1; 2) производительность установки 9,0 т влажного осадка в сутки; 3) осадок не должен иметь значительной конечной влажности, поскольку далее предполагается его термическая сушка; 4) осадок аморфный, плохо фильтрующийся. Результаты предварительных опытов по

фильтрованию геля на отсосном нутч-филт্রে и на фильтрующей центрифуге:

Характеристика	Отсосный филтър	Фильтрующая центрифуга
Площадь фильтрования, м <sup>2</sup>	1,0	0,3
Толщина слоя осадка, м	0,060	0,030
Продолжительность (мин):		
фильтрования	60	45
промывки щелочью и водой	120	33
общая	180	78
Объем отфильтрованной суспензии, м <sup>3</sup>	0,170	0,108
Остаточная влажность осадка, %	85	78
Разрежение, мм рт. ст.	400	—

Диаметр и длина барабана центрифуги  $D_6 = 400$  мм и  $H = 250$  мм; частота вращения барабана  $n = 800$  мин<sup>-1</sup>.

**Решение.** 1. Определение давлений фильтрования.

*Отсосный филтър*

$$\Delta p = 400/760 = 0,526 \text{ ат} = 0,516 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

*Фильтрующая центрифуга*

При принимаемом значении коэффициента заполнения барабана центрифуги  $\phi = 0,5$  рабочий объем суспензии

$$V = (\pi/4) D_6^2 H \phi = 0,785 \cdot 0,400^2 \cdot 0,250 \cdot 0,5 = 0,0157 \text{ м}^3.$$

Давление цилиндрического слоя суспензии на фильтрующую ткань, расположенную на стенке вращающегося барабана, определяется по формуле (2.16):

$$\Delta p_{\text{вб}} = 19,7 \cdot 1,1 \cdot 10^3 (0,200^2 - 0,141^2) (800/60)^2 = 0,770 \cdot 10^5 \text{ Па,}$$

где  $R_c = \sqrt{R_6^2 - V / (\pi/4)} = \sqrt{0,200^2 - 0,0157 / (\pi/4)} = 0,141$  м — внутренний радиус кольца суспензии, м.

2. Определение удельной производительности.

*Отсосный филтър*

По опытным данным (профильтровано 0,170 м<sup>3</sup> суспензии), плотности и содержанию твердой фазы в исходном геле определяется количество собранного геля, считая на сухое вещество:

$$G = 0,170 \cdot 1,1 \cdot 10^3 \cdot 0,047 = 8,79 \text{ кг.}$$

Удельная производительность нутч-филттра при его площади фильтрования 1,0 м<sup>2</sup> и общей продолжительности процесса 180 мин (исходные данные):

$$8,79/(1,0 \cdot 180 \cdot 60) = 0,814 \cdot 10^{-3} \text{ кг сух. геля}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Производительность, отнесенная к остаточной влажности осадка (85 %)

$$0,814 \cdot 10^{-3}/(1 - 0,85) = 5,43 \cdot 10^{-3} \text{ кг вл. геля}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

### *Центрифуга*

На центрифуге профильтровано  $0,108 \text{ м}^3$  суспензии, следовательно, получено осадка, считая на сухое вещество

$$G = 0,108 \cdot 1,1 \cdot 10^3 \cdot 0,047 = 5,58 \text{ кг.}$$

Соответственно, удельная производительность фильтрующей центрифуги (см. исходные данные):

$$5,58/(0,30 \cdot 78 \cdot 60) = 3,97 \cdot 10^{-3} \text{ кг сух. геля}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) =$$

$$= 3,97 \cdot 10^{-3}/(1 - 0,78) = 18,0 \cdot 10^{-3} \text{ кг вл. геля}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

3. Сопоставление количеств воды, которые необходимо будет удалять при последующей сушке влажного геля после отсосного фильтра и после центрифуги.

Влажность осадка после фильтра 85 %, а после центрифуги 78 %, следовательно, при работе центрифуги удаляется воды больше на

$$1/(1 - 0,85) - 1/(1 - 0,78) = 2,12 \text{ т воды/т сух. геля.}$$

Таким образом, центрифуга, работая с перепадом давления в  $0,770 \cdot 10^5/0,516 \cdot 10^5 = 1,49$  раза большим и при толщине слоя осадка в  $0,060/0,030 = 2$  раза меньшей, чем при работе отсосного вакуум-фильтра, обеспечивает производительность в  $3,97 \cdot 10^{-3}/0,814 \cdot 10^{-3} = 4,87$  раза (по сухому гелю) и в  $18,0 \cdot 10^{-3}/5,43 \cdot 10^{-3} = 3,31$  раза (по влажному осадку) большую, чем отсосный фильтр. Кроме того, центрифуга обеспечивает меньшую остаточную влажность осадка, что при суточной производительности 9 т геля с влажностью 78 % и принимаемом удельном расходе греющего пара на последующую сушку  $d = 1,50 \text{ кг г. п/кг испар. влаги}$  дает экономию пара:  $9 \cdot 2,12(1 - 0,78)1,50 = 6,30 \text{ т/сут.}$

Следовательно, большая удельная производительность центрифуги, меньшая остаточная влажность осадка, приводящая к экономии энергии на последующую сушку влажного геля, делают в данном случае предпочтительным выбор центрифуги, несмотря на ее более высокую стоимость по сравнению с отсосным вакуум-фильтром (в общем случае здесь следует проводить поиск минимума приведенных затрат, аналогично тому, как это рассматривается в гл. 3 при выборе теплообменного аппарата).

4. Определяется количество фильтрующих центрифуг, необходимых для обеспечения заданной суточной производительности.

Поскольку производительность значительна (9,0 т/сут), то целесообразно выбрать центрифугу полунепрерывного действия с механической выгрузкой осадка (с помощью ножа) и автоматическим управлением циклическими операциями (разгон пустого барабана, его загрузка на промежуточной частоте вращения, разгон до рабочей частоты вращения при фильтровании, собственно фильтрование, промывка осадка и т. д.). По каталогу выбирается горизонтальная центрифуга с диаметром и длиной барабана  $D_6 = 1,600$  м и  $H = 0,700$  м, частотой вращения в стадии фильтрования  $n = 500$  мин<sup>-1</sup> и рабочим объемом фильтруемой жидкости  $V_{*} = 0,500$  м<sup>3</sup>.

Площадь поверхности фильтрования барабана выбранной центрифуги

$$S_6 = \pi D_6 H = \pi \cdot 1,600 \cdot 0,700 = 3,52 \text{ м}^2.$$

Центробежное давление, развиваемое на фильтрующую перегородку кольцом суспензии, определяется по формуле (2.16):

$$p_{\text{цб}} = M\omega^2/(2\pi H) = 550 \cdot 52,3^2/(2\pi \cdot 0,700) = 3,43 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2,$$

где  $M = V_{*}\rho_c = 0,500 \cdot 1,1 \cdot 10^3 = 550$  — масса кольца жидкости, кг;  $\omega = 2\pi(n/60) = 2\pi(500/60) = 52,3$  — угловая скорость вращения барабана, рад/с.

Таким образом, промышленная центрифуга развивает разность давлений фильтрования в  $3,43 \cdot 10^5/0,770 \cdot 10^5 = 4,45$  раза большую по сравнению с опытной центрифугой. На основе имеющихся опытных данных по фильтрованию аморфных осадков производительность фильтров приблизительно пропорциональна  $\sqrt{\Delta p_{\text{цб}}}$ , следовательно, для условий данного примера можно ожидать увеличения удельной производительности промышленной центрифуги по сравнению с опытной в  $\sqrt{4,45} = 2,10$  раза, т. е. до значения  $18,0 \cdot 10^{-3} \cdot 2,10 = 38,0 \cdot 10^{-3}$  кг вл. геля/(м<sup>2</sup>·с). Стадии фильтрования и промывки осадка при работе фильтрующих центрифуг полунепрерывного действия в большинстве случаев занимают около 75 % времени общего цикла работы, следовательно, средняя ее производительность равна  $38,0 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75 = 28,5 \cdot 10^{-3}$  кг вл. геля/(м<sup>2</sup>·с). Суточная производительность одной центрифуги при  $S_6 = 3,52$  м<sup>2</sup>, принимая 20 часов работы ее в течение суток, составит  $28,5 \cdot 10^{-3} \cdot 3,52 \cdot 3600 \cdot 20 = 7220$  кг вл. осадка. Для обеспечения заданной суточной производительности необходима работа  $9000/7220 = 1,25$ , т. е. фактически двух центрифуг, что обеспечивает резерв производительности в  $7220 \cdot 2/9000 = 1,60$  раза.

## ПСЕВДООЖИЖЕННЫЙ СЛОЙ

**Пример 2.20.** Определить значения критической скорости начала псевдооживления, а также рабочую (на полное сечение аппарата) и действительную (в свободном сечении между частицами)

скорости воздуха при числе псевдоожижения  $K_w = w/w_{кр} = 1,6$  для псевдоожиженного (взвешенного) слоя сферических частиц силикагеля плотностью  $1100 \text{ кг/м}^3$ . Температура воздуха  $150^\circ\text{C}$ . Ситовой состав силикагеля:

Фракция, мм	$-2,0 \div 1,5$	$-1,5 \div 1,0$	$-1,0 \div 0,5$	$-0,5 \div 0,25$
Массовая доля, %	43	28	17	12

**Решение.** Определение значения критерия Архимеда требует вычисления эквивалентного диаметра частиц, что можно сделать по соотношению  $d_s = 1/\sum_i (x_i/d_i)$  (п. 23):

$$d_s = 1/(0,43/1,75 + 0,28/1,25 + 0,17/0,75 + 0,12/0,375) = 0,983 \text{ мм},$$

где  $d_1 = (2,0 + 1,5)/2 = 1,75 \text{ мм}$ ,  $d_2 = (1,5 + 1,0)/2 = 1,25 \text{ мм}$ ,  $d_3 = (1,0 + 0,5)/2 = 0,75 \text{ мм}$  и  $d_4 = (0,5 + 0,25)/2 = 0,375 \text{ мм}$ .

Значение критерия Архимеда (п. 1, 23)

$$\text{Ar} = (1100 - 0,833)0,833 \cdot 9,81 (0,983 \cdot 10^{-3})^3 / (0,024 \cdot 10^{-3})^2 = 1,47 \cdot 10^4,$$

где плотность воздуха при  $150^\circ\text{C}$   $\rho = 1,29 \cdot 273 / (273 + 150) = 0,833 \text{ кг/м}^3$  и  $\mu = 0,024 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — вязкость воздуха при  $150^\circ\text{C}$  (рис. IV).

По рис. 2.12 полученному значению  $\text{Ar} = 1,47 \cdot 10^4$  соответствует значение критерия  $\text{Ly}_{кр} = 2,5 \cdot 10^{-2}$  при порозности неподвижного слоя  $\varepsilon_0 = 0,4$ . Откуда скорость начала псевдоожижения (п. 25)

$$\begin{aligned} w_{кр} &= \sqrt[3]{\text{Ly}_{кр} \mu (\rho_s - \rho) g / \rho^2} = \\ &= \sqrt[3]{2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 0,024 \cdot 10^{-3} (1100 - 0,833) 9,81 / 0,833^2} = 0,210 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Рабочая скорость воздуха

$$w = K_w w_{кр} = 1,6 \cdot 0,210 = 0,337 \text{ м/с}.$$

Порозность взвешенного слоя находится по рис. 2.12 при  $\text{Ly} = \text{Ly}_{кр} \cdot K_w^3 = 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 1,6^3 = 0,102$  и  $\text{Ar} = 1,47 \cdot 10^4$ , что дает значение  $\varepsilon \approx 0,48$ .

Действительная скорость воздуха в зазорах между частицами

$$w_d = w/\varepsilon = 0,337/0,48 = 0,702 \text{ м/с}.$$

**Пример 2.21.** В условиях предыдущего примера определить размеры аппарата и перепад статического давления при прохождении воздуха через него. Через аппарат с псевдоожиженным слоем непрерывно проходит  $2,50 \text{ т/ч}$  силикагеля при среднем времени его пребывания в слое  $10 \text{ мин}$ . Расход воздуха при рабочих условиях составляет  $4300 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Свободное сечение газораспределительной решетки  $1,5 \%$  при диаметре отверстий  $0,80 \text{ мм}$ ; тол-



шина решетки 2,0 мм. Плотность неподвижного слоя силикагеля  $\rho_{\text{нас}} = 650 \text{ кг/м}^3$ .

**Решение.** Диаметр цилиндрического аппарата определяется из уравнения расхода при найденной в предыдущем примере скорости воздуха на полное сечение аппарата:

$$D = \sqrt{V_c / ((\pi/4) w)} = \sqrt{(4300 / 3600) / ((\pi/4) 0,337)} = 2,12 \text{ м.}$$

Масса силикагеля в слое находится как произведение массового расхода силикагеля на среднее время пребывания его в слое (соотношение (2.35)):

$$M = (2,5 \cdot 10^3 / 3600) (10 \cdot 60) = 417 \text{ кг.}$$

Объем и высота неподвижного слоя силикагеля

$$V = M / \rho_{\text{нас}} = 417 / 650 = 0,642 \text{ м}^3$$

и

$$h_0 = V / (\pi/4 \cdot D^2) = 0,642 / (\pi/4 \cdot 2,12^2) = 0,182 \text{ м.}$$

Порозность неподвижного слоя

$$\varepsilon_0 = 1 - \rho_{\text{нас}} / \rho = 1 - 650 / 1100 = 0,409.$$

Высота взвешенного при  $K_w = 1,6$  слоя согласно соотношению (2.33)

$$h = 0,182 \frac{1 - 0,409}{1 - 0,48} = 0,207 \text{ м.}$$

Перепад давления на слое согласно соотношению (2.29)

$$\Delta p_{\text{сд}} = (1100 - 0,833) 9,81 (1 - 0,48) 0,207 = 1160 \text{ Н/м}^2.$$

Скорость воздуха в отверстиях решетки

$$w_0 = 0,337 / 0,015 = 22,5 \text{ м/с.}$$

При отношении диаметра отверстия решетки к ее толщине  $d_0/\delta = 0,80/2,0 = 0,40$  согласно рис. 2.11 (п. 22) коэффициент  $\zeta = 0,63$ . Тогда перепад давления на решетке согласно формуле (2.30)

$$\Delta p_p = 0,503 \cdot 0,833 \cdot 22,5^2 (1 - 0,015^2) / 0,63^2 = 534 \text{ Н/м}^2.$$

Суммарное сопротивление аппарата

$$\Delta p_{\text{сд}} = 1160 + 534 = 1690 \text{ Н/м}^2 = 173 \text{ мм вод. ст.}$$

**Пример 2.22.** Определить диаметр шарообразных частиц кварцевого песка плотностью  $2640 \text{ кг/м}^3$ , слой которых будет переходить во взвешенное состояние при скорости воздуха  $1,0 \text{ м/с}$ . Температура воздуха  $20^\circ\text{C}$ . Определить также скорость уноса частиц из псевдоожиженного слоя.

**Решение.** Определяется значение критерия Лященко, содержащего критическую скорость начала псевдоожижения (п. 25):

$$Ly_{кр} = 1,0^3 \cdot 1,20^2 / [0,018 \cdot 10^{-3} (2640 - 1,20) 9,81] = 3,09,$$

где  $\rho = 1,29 \cdot 273 / (273 + 20) = 1,20$  — плотность воздуха при 20 °С, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\mu = 0,018 \cdot 10^{-3}$  Па · с — коэффициент вязкости воздуха (рис. IV).

По рис. 2.12 полученному значению  $Ly_{кр} = 3,09$  при порозности неподвижного слоя  $\varepsilon_0 = 0,4$  соответствует  $Ar = 9,0 \cdot 10^5$ . Откуда искомый диаметр частиц (п. 23)

$$d = \sqrt[3]{Ar \mu^2 / [(\rho_1 - \rho) \rho g]} = \\ = \sqrt[3]{9 \cdot 10^5 (0,018 \cdot 10^{-3})^2 / [(2640 - 1,20) 1,20 \cdot 9,81]} = 0,0021 \text{ м.}$$

При  $Ar = 9,0 \cdot 10^5$  и  $\varepsilon \rightarrow 1$  по рис. 2.12 находится критерий  $Ly_{ун} = 5,7 \cdot 10^3$ , из которого вычисляется скорость уноса из слоя частиц кварцевого песка найденного размера

$$w_{ун} = \sqrt[3]{5,7 \cdot 10^3 \cdot 0,018 \cdot 10^{-3} (2640 - 1,20) 9,81 / 1,20^2} = 12,2 \text{ м/с.}$$

**Пример 2.23.** Через псевдооживленный слой, содержащий 1000 кг идеально перемешиваемого дисперсного материала, непрерывно проходит 4000 кг/ч этого материала. Определить долю материала от его общего расхода, которая находится в слое в течение времени большего, чем среднее расходное время пребывания материала в слое, а также число последовательных слоев идеального смешения, при прохождении через которые доля частиц, находящихся в аппарате в течение времени меньшего, чем среднее расходное время пребывания в одном слое, не превышала 10 % от общего расхода.

**Решение.** Среднее время пребывания дисперсного материала в слое определяется по соотношению (2.35):

$$\bar{\tau}_1 = 1000/4000 = 0,25 \text{ ч} = 900 \text{ с.}$$

Доля от общего расхода, находящаяся в единственном взвешенном слое в течение времени большего  $\bar{\tau}$ , определяется по формуле (2.36):

$$x_1 = e^{-900/900} = 0,368.$$

Соответственно, доля материала, находящаяся в слое время меньшее, чем 900 с

$$1 - x_1 = 1 - 0,368 = 0,632.$$

Таким образом, только 36,8 % материала находится во взвешенном слое более 900 с.

Чтобы определить необходимое число последовательных слоев по формуле (2.37) для аппаратов с двумя, тремя и т. д. слоями, находятся доли дисперсного материала, время пребывания которых меньше  $\bar{\tau}$ .

1) Для двухслойного аппарата

$$x_2 = [1 + 900/900] \exp(-900/900) = 0,736 \quad \text{и} \quad 1 - x_2 = 1 - 0,736 = 0,264;$$

2) для трехслойного аппарата

$$x_3 = \left[ 1 + \frac{900}{900} + \frac{1}{2!} \left( \frac{900}{900} \right)^2 \right] \exp(-900/900) = 0,920;$$

$$1 - x_3 = 0,080.$$

Таким образом, в аппарате с тремя последовательными слоями полного смешения только 8 % дисперсного материала суммарно находится в слоях менее 900 с. Следовательно, трехслойный аппарат удовлетворяет требуемому условию.

Среднее расходное время пребывания материала в трехслойном аппарате составит

$$\bar{\tau}_{1,3} = 3 \cdot 1000/4000 = 0,75 \text{ ч} = 45 \text{ мин.}$$

Если сравнить трехслойный аппарат с однослойным, в котором количество материала в слое такое же, как и в трех слоях, то при этом среднее время пребывания материала в однослойном аппарате также равно 45 мин. Однако доля материала, находящаяся в слое менее 15 мин, оказывается большей:

$$1 - \exp(-15/45) = 0,285 > 0,080.$$

Из полученных данных следует, что секционирование аппаратов с псевдооживленным слоем повышает равномерность пребывания материала в зоне его контакта со взвешивающей сплошной средой.

## ПЕРЕМЕШИВАНИЕ В ЖИДКОЙ СРЕДЕ

**Пример 2.24.** В аппарате цилиндрической формы диаметром 1200 мм перемешивается жидкая смесь, имеющая плотность  $1600 \text{ кг/м}^3$  и динамическую вязкость  $20 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (рис. 2.14). Пропеллерная мешалка вращается с частотой  $3,5 \text{ с}^{-1}$ . Определить установочную мощность электродвигателя.

**Решение.** Диаметр нормализованной мешалки принимается равным одной третьей части диаметра аппарата, не имеющего поперечных перегородок (табл. XVI):

$$d = D/3 = 1,200/3 = 0,400 \text{ м.}$$

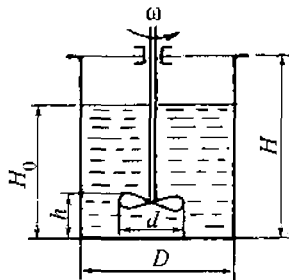


Рис. 2.14. Схема установки перемешивающего устройства в цилиндрическом аппарате

Определяется значение критерия Рейнольдса (п. 27)

$$Re_d = 1600 \cdot 3,5 \cdot 0,400^2 / (20 \cdot 10^{-3}) = 44\,800.$$

Полученное значение  $Re_d > 60$  соответствует турбулентному режиму работы мешалки.

Значение критерия мощности определяется по графику (рис. V):

$$K_N = 0,27.$$

Находится мощность, потребляемая непосредственно мешалкой при работе ее в установившемся режиме (п. 27):

$$N = K_N \rho n^3 d^5 = 0,27 \cdot 1600 \cdot 3,5^3 \cdot 0,400^3 = 190 \text{ Вт}.$$

Мощность в пусковой период работы мешалки обычно в 2–3 раза превышает мощность в установившемся режиме:

$$N_{\text{пуск}} = 2,5 \cdot 190 = 475 \text{ Вт}.$$

Установочная мощность электродвигателя, имеющего вместе с механической передачей КПД 0,95 и с учетом 20 % запаса мощности

$$N_{\text{уст}} = 475 \cdot 1,20 / 0,95 = 600 \text{ Вт}.$$

**Пример 2.25.** С помощью открытой турбинной мешалки с шестью лопатками и частотой вращения  $240 \text{ мин}^{-1}$ , потребляющей мощность  $N = 16,5 \text{ кВт}$ , необходимо интенсивно перемешивать вязкую реакционную массу, имеющую плотность  $1200 \text{ кг/м}^3$ . Сосуд диаметром 1630 мм имеет внутренние вертикальные ребра, способствующие перемешиванию жидкости. Определить необходимый диаметр мешалки.

**Решение.** Условие интенсивного перемешивания предполагает наличие развитого турбулентного режима движения лопастей мешалки в жидкости. По рис. V для такого режима находится значение критерия мощности  $K_N = 6,9$  (предварительно приняв  $D/d = 3$ ).

По определяющему соотношению для  $K_N$  (п. 27) вычисляется необходимый диаметр мешалки

$$d = \sqrt[5]{N / (K_N \rho n^3)} = \sqrt[5]{16,5 \cdot 10^3 / (6,9 \cdot 1200 (240/60)^3)} = 0,500 \text{ м}.$$

Оценка отношения диаметра сосуда к диаметру мешалки:

$$D/d = 1630/500 = 3,26,$$

что близко к принятому значению.

**Пример 2.26.** В реакторе диаметром 1000 мм с четырьмя вертикальными перегородками, заполненном реакционной массой плотностью  $1200 \text{ кг/м}^3$  и вязкостью  $150 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ , необходимо обеспечить равномерное распределение твердых частиц катализа-

тора с диаметром 1,3 мм и плотностью 2450 кг/м<sup>3</sup>. Определить, какой тип мешалки целесообразнее использовать – пропеллерную трехлопастную или турбинную открытого типа с шестью лопастями?

**Решение.** 1. Диаметр нормализованных мешалок определяется по рекомендуемому их отношению к диаметру сосуда (табл. XVI):

$$d = (0,25 \div 0,30) D = 0,30 \cdot 1,0 = 0,30 \text{ м.}$$

2. Требуемые частоты вращения мешалок определяются по значениям центробежного критерия  $Re_{\kappa}$ , которые могут быть найдены из экспериментального корреляционного соотношения\*

$$Re_{\kappa} = C Ga^k S_p^l \Gamma_{\kappa}^m T_D^n,$$

в котором:

	$C$	$k$	$l$	$m$	$n$
для пропеллерной мешалки	0,105	0,60	0,80	0,40	1,9
для турбинной мешалки	0,25	0,57	0,37	0,33	1,1

Вычисляются значения критериев и симплексов подобия:

$$Ga = d^3 \rho^2 g / \mu^2 = 0,30^3 \cdot 1200^2 \cdot 9,81 / (150 \cdot 10^{-3})^2 = 5,65 \cdot 10^7;$$

$$S_p = 2450 / 1200 = 2,04;$$

$$\Gamma_{\kappa} = 1,3 \cdot 10^{-3} / 0,30 = 0,00433; \quad \Gamma_D = D / d = 1,000 / 0,30 = 3,33.$$

По корреляционной зависимости находятся значения  $Re_{\kappa}$  и частоты вращения  $n$ :

для пропеллерной мешалки

$$Re_{\kappa} = 0,105 (5,65 \cdot 10^7)^{0,60} \cdot 2,04^{0,80} \cdot 0,00433^{0,40} \cdot 3,33^{1,9} = 9,20 \cdot 10^3,$$

$$n = Re_{\kappa} \mu / (\rho d^2) = 9,20 \cdot 10^3 \cdot 150 \cdot 10^{-3} / (1200 \cdot 0,30^2) = 12,8 \text{ с}^{-1};$$

для турбинной мешалки

$$Re_{\kappa} = 0,25 (5,65 \cdot 10^7)^{0,57} \cdot 2,04^{0,37} \cdot 0,00433^{0,33} \cdot 3,33^{1,1} = 5,31 \cdot 10^3,$$

$$n = 5,3 \cdot 10^3 \cdot 150 \cdot 10^{-3} / (1200 \cdot 0,30^2) = 7,37 \text{ с}^{-1}.$$

3. Мощность, затрачиваемая непосредственно на перемешивание, находится из рис. V, откуда для трехлопастной мешалки с шаговым отношением  $\approx 1,0$  и четырьмя перегородками в аппарате  $K_N = 0,32$ , а для турбинной мешалки  $K_N = 4,2$ .

Мощность, потребляемая:

\* Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. 8-е изд., пер. и доп. Л.: Химия, 1976. С. 138.

пропеллерной мешалкой

$$N = K_{\text{кр}} n^3 d^5 = 0,32 \cdot 1200 \cdot 12,8^3 \cdot 0,30^5 = 1960 \text{ Вт},$$

турбинной мешалкой

$$N = 4,2 \cdot 1200 \cdot 7,37^3 \cdot 0,30^5 = 4900 \text{ Вт}.$$

Таким образом, мощность, потребляемая пропеллерной мешалкой, оказывается в  $4900/1960 = 2,5$  раза меньшей, что и обуславливает ее предпочтение в данном случае.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

2.1. Определить скорость осаждения шарообразных частиц кварцевого песка плотностью  $2600 \text{ кг/м}^3$  и диаметром  $10 \text{ мкм}$ : а) в воде при  $15^\circ\text{C}$ ; б) в воздухе при  $15$  и  $500^\circ\text{C}$ .

2.2. Найти отношение диаметров шарообразных частиц свинцового блеска плотностью  $7800 \text{ кг/м}^3$  и кварца плотностью  $2600 \text{ кг/м}^3$ , осаждающихся при ламинарном режиме обтекания частиц с одинаковой скоростью в воздухе и в воде.

2.3. Определить скорость воздуха (при  $60^\circ\text{C}$ ) в вертикальной трубе-сушилке, обеспечивающую восходящее движение частиц плотностью  $200 \text{ кг/м}^3$  и диаметром  $3 \text{ мм}$ .

2.4. Рассчитать необходимую скорость восходящего потока воздуха для сепарирования частиц диаметром менее  $1,0 \text{ мм}$  от более крупных. Температура воздуха  $20^\circ\text{C}$ ; плотность частиц  $3230 \text{ кг/м}^3$ .

2.5. Определить расстояние между полками пылеосадительной камеры (рис. 2.2), чтобы в ней успевали осаждаться частицы колчеданной пыли диаметром более  $15 \text{ мкм}$ . Остальные условия соответствуют примеру 2.6.

2.6. Определить размеры частиц пыли плотностью  $3700 \text{ кг/м}^3$ , которые будут осаждаться в пылеосадительной камере (рис. 2.2) длиной  $4,55 \text{ м}$ , шириной  $1,71 \text{ м}$  и высотой  $4,0 \text{ м}$  с расстоянием между полками  $100 \text{ мм}$  при прохождении через нее  $2000 \text{ м}^3/\text{ч}$  запыленного газа (расход отнесен к нормальным условиям) при температуре  $400^\circ\text{C}$  и вязкости  $0,03 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

2.7. Определить диаметр отстойника (рис. 2.3) для непрерывного осветления водной суспензии мела при температуре  $35^\circ\text{C}$ . Остальные условия принять как в примере 2.7.

2.8. Как изменится производительность отстойника, если температуру осветляемой суспензии в нем повысить с  $15$  до  $50^\circ\text{C}$ ? В обоих случаях режим обтекания частиц полагать ламинарным.

2.9. Вычислить плотность водной суспензии (массовая доля твердой фазы  $10\%$ ), если ее относительная плотность равна  $3,0$ .

2.10. Определить скорости осаждения в воде продолговатых частиц угля и пластинчатых частиц сланца, имеющих одинаковый эквивалентный диаметр 2,0 мм. Температура воды 25 °С; плотности угля и сланца 1400 и 2200 кг/м<sup>3</sup>.

2.11. Рассчитать эквивалентный диаметр частиц свинцового блеска угловатой формы, скорость осаждения которых в воде при 15 °С равна 0,25 м/с. Плотность частиц 7500 кг/м<sup>3</sup>.

2.12. Определить массу осадка влажностью 25 %, собирающегося на фильтрующей перегородке в результате фильтрования 10 м<sup>3</sup> суспензии плотностью 1120 кг/м<sup>3</sup> с массовой долей твердой фазы 20 %.

2.13. Определить массу (считая на сухое вещество) осадка, полученного в результате фильтрования водной суспензии с массовой долей твердой фазы 20 % и получения 15 м<sup>3</sup> фильтрата.

2.14. На опытном фильтре рабочей площадью  $1,0 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup> было собрано за 10 мин 0,110 л и за 45 мин 0,250 л фильтрата. Вычислить время, необходимое для получения 65 л фильтрата при фильтровании той же суспензии при тех же условиях процесса. Поверхность промышленного фильтра составляет 4,2 м<sup>2</sup>.

2.15. Определить время промывки осадка 4,0 л/м<sup>2</sup> промывной жидкости при следующих значениях полученных опытным путем констант процесса:  $K = 2,62 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>/с и  $C = 1,64 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>. В момент окончания предыдущего процесса фильтрования было собрано 15,5 л фильтрата с одного квадратного метра фильтрующей перегородки; свойства промывной жидкости и условия промывки идентичны свойствам фильтрата и условиям фильтрования.

2.16. Определить необходимую поверхность фильтрования рамного фильтр-пресса для получения 5,0 м<sup>3</sup> фильтрата в течение 2,5 ч, если значения констант фильтрования  $K = 7,1 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>/с и  $C = 1,2 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>.

2.17. В барабанном вакуум-фильтре (рис. 2.4) фильтруется  $3,0 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с суспензии, имеющей плотность 1200 кг/м<sup>3</sup> и содержащей 20 % твердой фазы. Предварительно определенные при тех же условиях значения констант  $K = 1,03 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с и  $C = 5,4 \cdot 10^{-3}$  м. Определить необходимую поверхность и частоту вращения барабана промышленного фильтра, если необходимая влажность осадка 30 % при опытном фильтровании достигается за 40 с. Активная фильтрующая поверхность барабанного вакуум-фильтра составляет 35 % от общей поверхности барабана.

2.18. Вычислить время промывки слоя осадка первоначально чистой водой и необходимое для промывки количество воды, если массовая концентрация отмываемого из осадка компонента должна быть  $3,5 \cdot 10^{-3}$  кг/л при ее значении в начале процесса промывки 120 кг/м<sup>3</sup>. Интенсивность промывки  $0,110 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·с), кон-

станта промывки  $K_n = 0,610$ , толщина слоя осадка 40 мм, поверхность фильтрующей перегородки  $4,8 \text{ м}^2$ .

2.19. Каким образом изменится производительность барабанного вакуум-фильтра, если: 1) увеличить вдвое фильтрующую поверхность; 2) увеличить вдвое движущую разность давлений; 3) увеличить вдвое массовую концентрацию твердой фазы в исходной суспензии; 4) уменьшить вдвое вязкость фильтрата (например, повышением температуры суспензии).

2.20. Воспользовавшись уравнением (2.7) и полагая в нем  $C \approx 0$ , показать ориентировочно, как влияет изменение частоты вращения барабанного вакуум-фильтра (рис. 2.4) на его производительность (например, при увеличении частоты вращения барабана на 50 %).

2.21. Подобрать циклон типа НИИОГаз (см. рис. 2.8 и п. 14) для улавливания частиц пыли плотностью  $1200 \text{ кг/м}^3$  и наименьшим диаметром 15 мкм из потока воздуха, расход и температура которого  $5100 \text{ м}^3/\text{ч}$  (при  $0^\circ\text{C}$  и 760 мм рт. ст.) и  $50^\circ\text{C}$  соответственно. Определить перепад давления в потоке перед циклоном и после него.

2.22. Определить технологический тип и конструкцию центрифуги для периодического отделения *n*-нитроанилина от воды при массовой доле твердых частиц в суспензии 35 % и требуемой остаточной влажности кристаллического осадка 5 %.

2.23. Определить технологический тип и конструкцию центрифуги для выделения хлопкового масла из промывных вод после щелочной очистки при плотности масла  $900 \text{ кг/м}^3$  и относительной плотности эмульсии 1,05.

2.24. Во сколько раз быстрее осаждаются одни и те же частицы в центрифуге по сравнению с осаждением в гравитационном отстойнике, если диаметр барабана 1,0 м и  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ . Режим осаждения частиц в обоих случаях считать ламинарным.

2.25. Пренебрегая трением вала в подшипниках и трением барабана о воздух, определить время разгона барабана центрифуги, в который загружено 300 кг суспензии. Внутренний диаметр и высота барабана 1,0 м и 0,78 м, его масса 200 кг. Рабочая частота вращения барабана  $800 \text{ мин}^{-1}$ . Мощность электродвигателя 6,0 кВт; общий КПД 0,8. Коэффициент заполнения барабана суспензией 0,50.

2.26. В условиях предыдущей задачи, но с учетом трения вала в подшипниках и барабана о воздух определить требуемую мощность электродвигателя, если время разгона барабана центрифуги должно составлять 2,5 мин. Диаметр вала 70 мм; подшипники – шариковые; толщина стенки барабана 10 мм.

2.27. Определить необходимое число центрифуг периодического действия с размерами барабана  $D = 1,2 \text{ м}$  и  $H = 0,50 \text{ м}$  для фильтрования 50 т/сут суспензии относительной плотности 1,8, с массовой долей твердой фазы 40 %; относительная плотность жидкой



фазы составляет 1,1. Продолжительность одной операции 25 мин. Число рабочих часов в сутках принять равным 20. Коэффициент заполнения барабана 0,5.

2.28. Определить изменение производительности фильтрующей центрифуги при увеличении частоты ее вращения вдвое, если образующийся осадок однородный и несжимаемый, а сопротивление фильтрующей перегородки можно пренебречь.

2.29. Определить производительность (по питанию) отстойной центрифуги АОГ-1800 при температуре водной суспензии мела с наименьшим размером частиц 2 мкм, равной 40 °С. Длина барабана 700 мм, диаметр борта 1300 мм, частота вращения  $n = 735 \text{ мин}^{-1}$ ; КПД равен 0,45.

2.30. Во сколько раз производительность промышленной фильтрующей центрифуги типа АГ больше производительности геометрически подобной лабораторной модели, если размеры промышленной центрифуги в три раза превышают размеры модели. Частоты вращения барабанов, их времена заполнения и свойства суспензии и осадков одинаковы.

2.31. Определить производительность шнековой осадительной центрифуги НОГШ-600 по водной суспензии гипса с наименьшим размером частиц 2 мкм и температурой суспензии 50 °С. Диаметр сливного цилиндра барабана 480 мм, длина зоны осаждения 350 мм, частота вращения барабана  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ .

2.32. Осаждение частиц какого размера обеспечит центрифуга НОГШ-230 при разделении 3,0 м<sup>3</sup>/ч водной суспензии каолина при 35 °С? Диаметр сливного цилиндра барабана 180 мм, его длина 164 мм, частота вращения составляет 1600 мин<sup>-1</sup>.

2.33. Определить скорость вертикального потока воздуха, необходимую для начала псевдоожижения слоя сферических частиц алюмосиликата размером 1,2 мм. Плотность частиц составляет 968 кг/м<sup>3</sup>. Температура воздуха 100 °С. Определить также перепад статического давления на псевдоожиженном слое, если высота неподвижного слоя составляла 400 мм.

2.34. В условиях предыдущей задачи определить порозность и высоту псевдоожиженного слоя при скорости воздуха, в 1,7 раза превышающей скорость начала псевдоожижения.

2.35. Определить наибольший диаметр гранулированных частиц угля плотностью 660 кг/м<sup>3</sup>, начинающих переходить во взвешенное состояние в воздухе при скорости потока 0,2 м/с и температуре 180 °С. Определить также объемную долю частиц при скорости воздуха 0,4 м/с.

2.36. Цилиндровое масло, имеющее вязкость 18,0 Па·с и плотность 930 кг/м<sup>3</sup>, на 3/4 заполняет бак диаметром 900 и высотой 1100 мм. Определить необходимую мощность электродвигателя

для вращения в масле трехлопастной пропеллерной мешалки с частотой  $180 \text{ мин}^{-1}$ .

2.37. Определить, с какой частотой будет вращаться лопастная мешалка диаметром  $0,5 \text{ м}$  в разбавленном водном растворе при его температуре  $64^\circ\text{C}$ , если потребляемая электродвигателем мощность составляет  $0,8 \text{ кВт}$ , а физические свойства раствора можно принять как для воды при комнатной температуре.

2.38. Лопастная мешалка диаметром  $d_1 = D/3$  заменена на меньшую диаметром  $d_2 = D/4$ , где  $D$  – диаметр цилиндрического бака с перемешиваемой жидкостью. Какова будет частота вращения меньшей мешалки при прежней мощности электродвигателя, если режимы обтекания мешалок в обоих случаях ламинарные?

2.39. Каков должен быть диаметр пропеллерной мешалки для перемешивания технического глицерина вязкостью  $1,6 \text{ Па} \cdot \text{с}$  и плотностью  $1200 \text{ кг/м}^3$  в баке диаметром  $1,75 \text{ м}$  при  $n = 500 \text{ мин}^{-1}$  и расходуемой мощности  $17 \text{ кВт}$ ?

### ПРИМЕР РАСЧЕТА БАРАБАННОГО ВАКУУМ-ФИЛЬТРА

Рассчитать необходимую поверхность фильтрования барабанного вакуум-фильтра (рис. 2.4) производительностью  $2,8 \text{ т/сут}$  сухого осадка гидроксидоксид никеля по следующим исходным данным: 1) разрежение внутри барабана  $400 \text{ мм рт. ст.}$ ; 2) удельное сопротивление осадка  $r_{\infty} = 43,2 \cdot 10^{10} \text{ м/кг}$  сухого осадка; 3) удельное сопротивление фильтрующей ткани  $r_n = 11,4 \cdot 10^{10} \text{ м/м}^2$ ; 4) масса твердого вещества, отлагающегося на ткани при получении  $1 \text{ м}^3$  фильтрата, составляет  $c = 208 \text{ кг/м}^3$ ; 5) заданное значение толщины слоя аморфного осадка  $\delta = 5 \text{ мм}$ ; 6) объем влажного осадка, получаемого при прохождении через ткань  $1 \text{ м}^3$  фильтрата, составляет  $0,686 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ; 7) плотность влажного осадка при его влажности  $75,2\%$   $\rho = 1220 \text{ кг/м}^3$ ; плотность фильтрата  $1110 \text{ кг/м}^3$ ; 8) общее число секций фильтра  $z = 24$ ; 9) динамическая вязкость фильтрата при его температуре  $50^\circ\text{C}$   $\mu = 1,51 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ; 10) время просушки осадка на фильтре  $t_p = 1,5 \text{ мин}$ ; 11) массовая доля твердой фазы в исходной суспензии  $10,7\%$ .

Решение. Поверхность фильтрования  $F$  ( $\text{м}^2$ ) определяется из выражения

$$F = V_{\text{общ}}/V',$$

где  $V_{\text{общ}}$  – производительность по фильтрату,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $V'$  – производительность  $1 \text{ м}^2$  поверхности фильтрования по фильтрату, равная  $v \cdot n$ ,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ;  $v$  – производительность  $1 \text{ м}^2$  фильтрата за один оборот,  $\text{м}^3/\text{м}^2$ ;  $n$  – частота вращения барабана,  $\text{ч}^{-1}$ .

Определяется производительность по фильтрату.

Производительность по сухому осадку должна составлять  $2,8 \text{ т/сут}$  или  $2,8 \cdot 10^3/24 = 117 \text{ кг/ч}$ . В пересчете на влажный осадок это составит  $117 \cdot 100/(100 - 75,2) = 472 \text{ кг/ч}$ .

Расход поступающей суспензии при массовой доле твердой фазы  $10,7\%$  равен  $117 \cdot 100/10,7 = 1092 \text{ кг/ч}$ . Выход фильтрата составит

$1092 - 472 = 620$  кг/ч или, при плотности фильтрата  $1110$  кг/м<sup>3</sup>,  $620/1110 = 0,559$  м<sup>3</sup>/ч  $- 13,4$  м<sup>3</sup>/сут.

Таким образом,  $V_{\text{общ}} = 0,559$  м<sup>3</sup>/ч.

Для определения  $V'$  необходимо знать производительность  $1$  м<sup>2</sup> поверхности фильтра за один оборот барабана, т. е. за время прохождения зоны фильтрования, и частоту вращения барабана.

При толщине слоя осадка  $\delta = 5$  мм и объеме влажного осадка, отлагающегося на ткани при прохождении  $1$  м<sup>3</sup> фильтрата, равном  $0,686$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>, необходимая поверхность зоны фильтрования, приходящаяся на  $1$  м<sup>3</sup> фильтрата, составит  $0,686/0,005 = 137,5$  м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>. Через  $1$  м<sup>2</sup> поверхности зоны фильтрования пройдет объем фильтрата  $v = 1/137,5 = 0,000728$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>.

Для определения частоты вращения барабана нужно знать время фильтрования  $\tau$ , в течение которого образуется осадок толщиной  $5$  мм. Используется основное уравнение (2.7) периодического процесса, в котором  $V = 7,28 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>.

Значение константы  $K$  находится по соотношению (см. [2.7]):

$$K = \frac{2\Delta p}{\mu c r} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 133}{1,51 \cdot 10^{-3} \cdot 208 \cdot 43,2 \cdot 10^{10}} = 0,785 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Константа  $C$  может быть найдена по соотношению, приведенному также в специальной литературе [2.7]:

$$C = r_a/(r_{\text{ок}}c) = 11,4 \cdot 10^{10}/(43,2 \cdot 10^{10} \cdot 208) = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

Теперь из уравнения (2.7)

$$\tau = [(7,28 \cdot 10^{-3})^2 + 2 \cdot 7,28 \cdot 10^{-3} \cdot 1,28 \cdot 10^{-3}]/0,785 \cdot 10^{-6} = 91 \text{ с} = 1,52 \text{ мин.}$$

Угловая скорость вращения барабана находится по формуле:

$$\omega = (360 - \varphi')/(\tau + \tau_c),$$

где  $\varphi'$  — угол, занимаемый зоной съема осадка и мертвой зоной; значение  $\varphi'$  по практическим данным составляет  $70^\circ$ . Тогда

$$\omega = (360 - 70)/(1,52 + 1,5) = 96,2 \text{ град/мин.}$$

Общая продолжительность одного оборота барабана (рабочего цикла)

$$\tau_{\text{об}} = 360/96,2 = 3,73 \text{ мин.}$$

Частота вращения барабана

$$n = 60/3,73 = 15,6 \text{ ч}^{-1}.$$

Время просушки, съема осадка и пребывания в мертвых зонах

$$\tau_{\text{суш}} = 3,73 - 1,52 = 2,21 \text{ мин.}$$

Число секций, одновременно находящихся в зоне просушки, в зоне съема осадка и в мертвых зонах

$$z_{\text{суш}} = 2,21 \cdot 24/3,73 \approx 14.$$

Следовательно, непосредственно в зоне фильтрования находится  $24 - 14 = 10$  секций барабана.

Необходимая поверхность фильтрования

$$F = V_{\text{общ}}(vn) = 0,559/(0,000728 \cdot 15,5) = 4,77 \text{ м}^2,$$

что дает основание принять барабанный вакуум-фильтр с поверхностью фильтрования  $5$  м<sup>2</sup>.

## ПРИМЕР РАСЧЕТА БАТАРЕИ ЦИКЛОНОВ

В батарее параллельно включенных циклонов требуется очищать от пыли 7800 м<sup>3</sup>/ч газа при температуре 310 °С. Плотность газа при 0 °С и 760 мм рт. ст. равна 1,3 кг/м<sup>3</sup>. Барометрическое давление составляет 745 мм рт. ст. На входе газ находится под разрежением 30 мм вод. ст. Перепад давлений на батарее не должен превышать 40 мм вод. ст. Плотность пыли 2450 кг/м<sup>3</sup>. Запыленность исходного газа составляет 32 г/м<sup>3</sup>. Пыль слабо слипающаяся.

**Решение.** В табл. 2.1 приведены основные характеристики циклонных элементов типа БЦ с розеточным направляющим устройством для случаев улавливания слабо слипающихся пылей с плотностью 2300 кг/м<sup>3</sup> при  $\Delta p/\rho = 736 \text{ м}^2/\text{с}^2$ . Из таблицы выбираются циклонные элементы диаметром 150 мм при наибольшей допускаемой запыленности 35 г/м<sup>3</sup>.

Плотность газа при рабочих условиях

$$\rho = 1,3 \frac{273}{273 + 310} \frac{745 - 30/13,6}{760} = 0,595 \text{ кг/м}^3.$$

Таблица 2.1

Диаметр элемента, мм	Наибольшая допустимая запыленность газа, г/м <sup>3</sup> (при 0 °С и 760 мм рт. ст.)	Степень улавливания пыли (в %) при диаметре частиц, мкм			Коэффициент гидравлического сопротивления $\xi_0$ при угле наклона направляющих лопастей	
		5	10	15	25°	30°
250	75	72	84	93	90	65
150	35	78	88	95		
100	15	82	91	96		

Перепад давления  $\Delta p$  не должен превышать  $40 \cdot 9,81 = 392 \text{ Па}$ . Отношение  $\Delta p/\rho = 392/0,595 = 660 \text{ м}^2/\text{с}^2$  не выходит из рекомендуемых пределов 55–75 м (540–736 м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>).

Коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi_0 = 90$  соответствует направляющему устройству типа розетки с углом наклона направляющих лопастей к горизонту 25°.

Расчетная скорость газа  $w_n$  в цилиндрической части циклонного элемента определяется по формуле (2.14):

$$w_n = \sqrt{2\Delta p/(\xi_0 \rho)} = \sqrt{2 \cdot 392/(90 \cdot 0,595)} = 3,84 \text{ м/с}.$$

Расход газа, приходящийся на один элемент батареи:

$$V_1 = 0,785 D^2 \cdot 3600 w_n = 0,785 \cdot 0,150^2 \cdot 3600 \cdot 3,84 = 244 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Требуемое число параллельных элементов

$$z = 7800/244 = 32.$$

Полученное число циклонов можно расположить в четыре ряда по ходу газа, имея восемь элементов в каждом ряду.

## ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Процессы переноса теплоты происходят только при наличии разности температур в различных точках внутри одного какого-либо вещества (внутренний теплоперенос) или разности температур двух (или большего числа) веществ (тел). Такие вещества (в технике часто называемые теплоносителями) чаще всего контактируют через хорошо теплопроводящую, разделяющую их стенку, но могут и располагаться на (иногда достаточно значительном) расстоянии друг от друга. Чем значительнее разность температур в различных точках внутри вещества или теплоносителей, тем большими количествами теплоты обмениваются эти точки или теплоносители. При одинаковых значениях температур внутри тела или двух или более теплоносителей тепловые потоки отсутствуют.

Процессы обмена теплотой происходят в многочисленных теплообменных аппаратах самого различного устройства и назначения. Обычно в теплообменниках обмен теплотой происходит между двумя так называемыми теплоносителями.

Теплопередача — это сложный процесс переноса теплоты от горячего теплоносителя к более холодному через разделяющую их твердую стенку (реже — при непосредственном контакте теплоносителей). Поток теплоты при этом преодолевает несколько последовательных термических сопротивлений: сопротивление процессу теплоотдачи от горячего теплоносителя к поверхности разделяющей стенки, сопротивление самой стенки (стенок) и возможных загрязнений на обеих сторонах стенки и сопротивление процессу теплоотдачи от стенки ко второму теплоносителю.

Перенос теплоты внутри твердых тел или в неподвижных жидких или газовых объемах представляет собой относительно несложный процесс, описываемый градиентным законом теплопроводности (3.1). Следует, однако, иметь в виду, что в жидкостях и в газах наличие разности температур в разных точках объема вызывает различие плотностей, что в свою очередь приводит к возникновению конвективных потоков за счет архимедовой силы в поле силы тяжести. Если твердое тело имеет внутренние поры, то вследствие различия температур противоположных стенок пор появится конвективная циркуляция находящегося в порах газа (жидкости); кроме того, внутри пор может оказаться существенным лучистый перенос теплоты.

Относительно несложен расчет потоков теплоты и распределений температур внутри геометрически правильных тел при ста-

ционарной теплопроводности, т.е. когда процесс неизменен во времени.

Величины теплопроводности веществ определяются опытным путем и представлены в справочных данных.

Нестационарный прогрев твердых тел описывается дифференциальным уравнением (3.5), решение которого (в форме рядов Фурье) дает распределение температуры в нагреваемом или охлаждаемом теле в разные моменты времени от начала процесса (решение (3.64), рис. 3.11).

Наибольшие трудности вызывает определение интенсивности теплообмена (теплоотдачи) между потоком теплоносителя и твердой теплообменной поверхностью. Основой практических расчетов здесь служат эмпирически полученные соотношения между так называемым коэффициентом теплоотдачи и поверхностью. Такого рода соотношения приводятся в справочных данных для многочисленных типовых случаев процессов теплообмена.

При расчетах количества передаваемой теплоты в теплообменных аппаратах, обычно работающих в стационарном режиме, используется понятие разности температур теплоносителей, усредненной по всей поверхности теплообмена (соотношение (3.56)).

Наиболее распространенный способ получения температур ниже температуры окружающей среды (атмосферный воздух, вода природных водоемов) состоит в использовании низкокипящих (летучих) жидкостей, которые кипят при пониженном давлении (и, соответственно, при низкой температуре) и отбирают теплоту у вещества, нуждающегося в охлаждении до пониженной температуры.

## ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Все процессы переноса теплоты состоят из трех элементарных видов: теплопроводности, конвективного переноса и лучистого переноса. Перенос теплоты теплопроводностью обусловлен обменом энергией между структурными частицами вещества и описывается законом теплопроводности Фурье:

$$\vec{q}_t = -\lambda \operatorname{grad} t, \quad (3.1)$$

где  $\vec{q}_t$  — плотность теплового потока (поверхностная плотность теплового потока) в направлении уменьшающейся температуры, Вт/м<sup>2</sup>;  $\lambda$  — теплопроводность вещества, Вт/(м · К);  $t$  — температура, К (или °С).

Конвективный перенос теплоты происходит за счет перемещения текучей среды (капельных жидкостей, газов, паров или их смесей):

$$\vec{q}_k = \vec{w} \rho c_v t, \quad (3.2)$$

где  $\vec{w}$  — вектор скорости потока, м/с;  $\rho$ ,  $c_v$  и  $t$  — плотность (кг/м<sup>3</sup>), удельная теплоемкость при постоянном объеме (Дж/(кг · К)) и температура (°С) потока.

Перенос теплоты за счет излучения электромагнитных волн поверхностями твердых и жидких тел, а также объемами газов или паров в основном обусловлен длинами волн инфракрасного диапазона  $0,8 \cdot 10^{-3} - 0,2$  мм.

Плотность лучистого теплового потока (в Вт/м<sup>2</sup>), излучаемого единицей поверхности твердого тела (или жидкости) в прилегающее к ней полупространство, согласно закону Стефана – Больцмана:

$$q_s = 5,67 \cdot 10^{-8} \varepsilon T^4, \quad (3.3)$$

где  $T$ ,  $\varepsilon$  – абсолютная температура (К) и степень черноты поверхности.

2. Основой анализа процессов теплообмена является закон сохранения энергии, согласно которому скорость изменения количества теплоты в произвольной точке равна разности между входящими и выходящими из этой точки количествами теплоты с добавлением возможного объемного источника теплоты  $q_V$ , Вт/м<sup>3</sup>:

$$\frac{\partial(\rho c_v t)}{\partial \tau} = -\operatorname{div}(\vec{q}_\tau + \vec{q}_\kappa + \vec{q}_s) + q_V. \quad (3.4)$$

Подстановка в (3.4) значений  $\vec{q}_\tau$  и  $\vec{q}_\kappa$  при  $\vec{q}_s = 0$  и  $\rho$ ,  $c_v$ ,  $\lambda = \text{const}$  приводит к дифференциальному уравнению (3.5), решение которого совместно с условиями однозначности определяет нестационарные поля температуры:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \frac{q_V}{\rho c_v}, \quad (3.5)$$

где  $\tau$  – текущее время, с;  $a = \lambda/(\rho c_v)$  – температуропроводность среды, м<sup>2</sup>/с;  $\nabla^2$  – дифференциальный оператор Лапласа (в декартовой системе координат  $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ ).

## ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

3. Установившееся во времени (стационарное) распределение температуры в твердых телах (или в неподвижных жидких, газовых или паровых пленках) при отсутствии внутреннего источника теплоты определяется дифференциальным уравнением

$$\nabla^2 t = 0. \quad (3.6)$$

4. Стационарный удельный поток теплоты поперек многослойной плоской стенки в случае, когда известны температуры наружных поверхностей стенок  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ , К или °С ( $t_{w1} > t_{w2}$ ):

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\sum_{i=1}^n r_{\tau,i}} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}}, \quad (3.7)$$

где  $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $Q$  – общий тепловой поток, Вт;  $F$  – площадь поверхности стенки, м<sup>2</sup>;  $\delta_i$ ,  $\lambda_i$  и  $r_{\tau,i} = \delta_i/\lambda_i$  – толщина (м), теп-

лопроводность (Вт/(м · К)) и термическое сопротивление ((м² · К)/Вт)  $i$ -й стенки;  $n$  – число стенок.

5. Стационарный тепловой поток поперек многослойной цилиндрической стенки (в Вт):

$$Q = \frac{2\pi L (t_{w1} - t_{w2})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} = \frac{2\pi L (t_{w1} - t_{w2})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{d_{n+1}}{d_n}}, \quad (3.8)$$

где  $L$  – длина цилиндра (трубы), м;  $d_i, d_{i+1}$  – внутренний и наружный диаметры  $i$ -го слоя.

6. Стационарный тепловой поток через многослойную сферическую стенку (в Вт)

$$Q = \frac{4\pi (t_{w1} - t_{w2})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \left( \frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_{i+1}} \right)}, \quad (3.9)$$

где  $R_i$  и  $R_{i+1}$  – внутренний и наружный радиусы  $i$ -го слоя, м.

7. Значения коэффициентов теплопроводности (в Вт/(м · К)) капельных жидкостей при температуре 30 °С могут быть рассчитаны по соотношению

$$\lambda_{30} = A c \rho (p/M)^{1/3}, \quad (3.10)$$

где  $A$  – размерный коэффициент, зависящий от степени ассоциации жидкости;  $c, \rho$  и  $M$  – удельная теплоемкость (Дж/(кг · К)), плотность (кг/м³) и молярная масса (кг/кмоль) жидкости.

Для ассоциированных жидкостей (например, вода)  $A = 3,58 \cdot 10^{-8}$ ; для неассоциированных (например, бензол)  $A = 4,22 \cdot 10^{-8}$ .

Значения теплопроводности жидкостей при температуре  $t$ , °С, могут быть рассчитаны по линейному соотношению

$$\lambda_t = \lambda_{30} [1 - \kappa(t - 30)], \quad (3.11)$$

где  $\kappa$  – температурный коэффициент.

Значения  $\kappa \cdot 10^3$  (в °С<sup>-1</sup>):

Анилин	1,4	Метанол	1,2	Хлорбензол	1,5
Ацетон	2,2	Нитробензол	1,0	Хлороформ	1,8
Бензол	1,8	Пропанол	1,4	Этанол	1,4
Гексан	2,0	Уксусная кислота	1,2	Этилацетат	2,1

Значения теплопроводности водных растворов при температуре  $t$  могут быть рассчитаны по соотношению

$$\lambda_{p,t} = \lambda_{p,30} \cdot \lambda_{w,t} / \lambda_{w,30}, \quad (3.12)$$

где  $\lambda_p$  и  $\lambda_w$  – теплопроводность раствора и воды.



8. Значения теплопроводности газов (в Вт/(м·К)) при не слишком высоких давлениях могут быть вычислены через вязкость газа  $\mu$ , Па·с, и его удельную теплоемкость при постоянном объеме  $c_v$ , Дж/(кг·К):

$$\lambda = B\mu c_p, \quad (3.13)$$

где  $B = (9k - 5)/4$ ;  $k = c_p/c_v$  — показатель адиабаты;  $c_p$  — удельная теплоемкость газа при постоянном давлении, Дж/(кг·К).

Для газов одинаковой атомности  $k \approx \text{const}$ , поэтому можно принять для всех одноатомных газов  $B = 2,5$ ; для двухатомных  $B = 1,9$  и для трехатомных  $B = 1,72$ .

При расчетах коэффициентов теплопроводности смесей газов правило аддитивности в общем случае неприменимо. Способ приближенного расчета рассмотрен в примере 3.4.

## ТЕПЛООТДАЧА

9. Теплоотдача — это процесс теплообмена между жидким или газообразным теплоносителем и твердой поверхностью (в общем случае — поверхностью раздела фаз). Уравнение теплоотдачи (3.14) определяет плотность теплового потока, которым обмениваются текущий теплоноситель и контактирующая с ним стенка (поверхность раздела фаз), как величину, пропорциональную разности температур теплоносителя ( $t_f$ , °С) и стенки ( $t_w$ , °С):

$$q = \alpha(t_f - t_w). \quad (3.14)$$

Значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , Вт/(м²·К), зависит от гидродинамической и тепловой обстановки около теплообменной поверхности и в общем случае определяется на основе экспериментальных исследований, обобщаемых в виде корреляционных соотношений между критериями подобия.

10. Перечень основных типовых случаев теплоотдачи и соответствующих им расчетных уравнений приведен ниже:

Вид теплоотдачи	Номер уравнения
<i>Конвективная теплоотдача без фазовых превращений теплоносителя</i>	
1. Вынужденное движение теплоносителя	
1. Течение в трубах и каналах:	
а) развитие турбулентное течение ( $Re > 10^4$ )	(3.15)–(3.17)
б) течение при $Re < 10^4$	(3.18)–(3.23)
2. Поперечное обтекание пучков труб:	
а) гладких	(3.24)–(3.30)
б) ребренных	(3.31), (3.32)
3. Течение вдоль плоской поверхности	(3.33), (3.34)
4. Стекание пленки жидкости по вертикальной поверхности	(3.35)–(3.37)

5. Перемешивание жидкостей мешалками (3.38)  
 11. Естественная (свободная) конвекция (3.39)–(3.41)  
 (движение)

*Конвективная теплоотдача при изменении агрегатного состояния*

1. Конденсация пара (плёночная) (3.42), (3.43)  
 2. Кипение жидкости (3.44)–(3.47)  
*Теплоотдача излучением* (3.49)–(3.51)

11. Основные критерии теплового и гидродинамического подобия в корреляционных соотношениях, по которым определяют значения коэффициентов конвективной теплоотдачи:

критерий Нуссельта, определяющий отношение интенсивности теплоотдачи к переносу теплоты теплопроводностью через неподвижный слой теплоносителя толщиной, равной характерному размеру системы  $l$ :

$$Nu = \alpha l / \lambda,$$

критерий Пекле, определяющий меру отношения конвективного переноса теплоты и переноса теплоты теплопроводностью в потоке теплоносителя:

$$Pe = w l / a,$$

критерий Прандтля, определяющий отношение вязкостных и температуропроводных свойств теплоносителя:

$$Pr = \nu / a = c \mu / \lambda,$$

критерий Рейнольдса, определяющий меру отношения сил инерции и вязкого трения в потоке теплоносителя:

$$Re = w l / \nu = w l \rho / \mu,$$

критерий Галилея, определяющий меру отношения произведения сил инерции и подъемной силы Архимеда в поле силы тяжести к квадрату силы трения:

$$Ga = g l^3 / \nu^2 = g \rho^2 l^3 / \mu^2,$$

критерий Грасгофа – частный случай критерия  $Ga$ , в котором сила Архимеда связана с различными температурами теплоносителя и стенки:

$$Gr = Ga \beta \Delta t = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t.$$

Между некоторыми критериями подобия существуют простые соотношения. Так,  $Pe = Re Pr$ , а  $Ga = Re^2 / Fr$ , где критерий Фруда  $Fr = w^2 / (g l)$  – мера отношения сил инерции и тяжести в потоке теплоносителя.

В критериях подобия:  $w$ ,  $\rho$  и  $c$  – скорость (м/с), плотность (кг/м<sup>3</sup>) и удельная теплоемкость (Дж/(кг·К)) теплоносителя;  $\lambda$ ,  $a$ ,  $\mu$ ,  $\nu$  и  $\beta$  – теплопроводность Вт/(м·К)), температуропроводность ( $a = \lambda / c \rho$ , м<sup>2</sup>/с), динамическая (Па·с) и кинематическая (м<sup>2</sup>/с) вязкости и температурный коэф-

коэффициент объемного расширения ( $K^{-1}$ ) теплоносителя;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $l$  – характерный (определяющий) геометрический размер системы,  $\text{м}$ ;  $\Delta t$  – абсолютное значение разности температур теплоносителя и стенки,  $\text{К}$  или  $^{\circ}\text{C}$ .

Значения теплофизических свойств теплоносителей берутся либо при средней температуре теплоносителя, либо при среднем значении между температурами теплоносителя и стенки, что всегда указывается для конкретного корреляционного уравнения.

12. Значения критериев  $\text{Pr}$  для капельных жидкостей можно определять по номограмме (рис. X), а для воды – по табл. XXXV. Приближенные значения критериев  $\text{Pr}$  для газов:

Одноатомные газы	0,67	Трехатомные газы	0,8
Двухатомные газы	0,72	Четырех- и многоатомные газы	1,0

При вычислении значения  $\text{Pr}_w$  значения теплофизических свойств теплоносителя берутся при температуре стенки. Симплекс  $(\text{Pr}/\text{Pr}_w)^{0,25}$  в критериальных уравнениях учитывает влияние направления теплового потока на значение  $\alpha$ . Для газов и паров можно принимать  $\text{Pr}/\text{Pr}_w \approx 1$ .

13. При турбулентном режиме течения в прямых трубах и каналах ( $\text{Re} > 10^4$ ) теплоотдача может быть описана корреляционным соотношением

$$\text{Nu} = 0,021 \varepsilon_l \text{Re}^{0,80} \text{Pr}^{0,43} (\text{Pr}/\text{Pr}_w)^{0,25}, \quad (3.15)$$

в котором определяющая температура – средняя температура теплоносителя, определяющий геометрический размер  $l = d_s$  – эквивалентный диаметр канала (гл. 1, п. 8). Для круглых труб  $d_s = d$ .

Значения коэффициента  $\varepsilon_l$ , учитывающего влияние на величину  $\alpha$  отношения длины трубы  $L$  к ее диаметру, приведены в табл. 3.1.

Для изогнутых труб (змеевиков) полученное по соотношению (3.15) значение  $\alpha$  следует умножить на коэффициент, учитывающий отношение внутреннего диаметра трубы к диаметру змеевика  $D$ :

Таблица 3.1. Значения коэффициента  $\varepsilon_l$

Re	L/d				
	10	20	30	40	50 и более
$1 \cdot 10^4$	1,23	1,13	1,07	1,03	1,00
$2 \cdot 10^4$	1,18	1,10	1,05	1,02	1,00
$5 \cdot 10^4$	1,13	1,08	1,04	1,02	1,00
$1 \cdot 10^5$	1,10	1,06	1,03	1,02	1,00
$1 \cdot 10^6$	1,05	1,03	1,02	1,01	1,00

$$\alpha_{\text{зм}} = (1 + 3,54d/D)\alpha. \quad (3.16)$$

Для газов соотношение (3.15) может быть упрощено с учетом  $Pr/Pr_w = 1$ , а для воздуха и других двухатомных газов ( $Pr = 0,72$ ):

$$Nu = 0,018\epsilon_r Re^{0,80}. \quad (3.17)$$

14. Интенсивность теплоотдачи в прямых трубах и каналах при  $Re < 10^4$  и при  $(GrPr) < 8 \cdot 10^5$  как для горизонтального, так и для вертикального расположения труб (см. также табл. 3.2).

а) Ламинарный режим  $Re < 2300$ :

$$Nu = 1,55\epsilon_r (Pe d/L)^{1,3} (\mu/\mu_w)^{0,14}, \quad (3.18)$$

где  $L$  — длина трубы или канала;  $\mu$  и  $\mu_w$  — динамическая вязкость теплоносителя при определяющей температуре теплоносителя и при температуре стенки. Для газов и паров можно принимать  $\mu/\mu_w \approx 1$ . Определяющая температура равна  $(t_{f, \text{ср}} + t_w)/2$ , где средняя арифметическая температура теплоносителя между его начальным и конечным значениями:  $t_{f, \text{ср}} = (t_{f, \text{н}} + t_{f, \text{к}})/2$ . Корреляционное соотношение (3.18) справедливо при  $(\mu/\mu_w) \geq 0,00067$  в  $(Pe d/L) \geq 20$ .

При  $Pe d/L > 20$  значение критерия  $Nu$  практически равно его предельному значению

$$Nu = 3,66. \quad (3.19)$$

б) Для области переходного режима течения  $2300 < Re < 10^4$  надежных корреляционных соотношений не имеется и приближенные расчеты можно производить по графику рис. 3.1.

15. Интенсивность теплоотдачи в прямых трубах и каналах при  $Re < 10^4$  и при  $(GrPr) > 8 \cdot 10^5$  (см. также табл. 3.2) при определяющей температуре, равной  $(t_{f, \text{ср}} + t_w)/2$ .

а) Для горизонтального расположения труб и при  $Re < 3500$

$$Nu = 0,80 (Pe d/L)^{0,40} (GrPr)^{0,10} (\mu/\mu_w)^{0,14}. \quad (3.20)$$

Корреляционное соотношение (3.20) справедливо при  $20 \leq (Pe d/L) \leq 120$ ;  $10^6 \leq (GrPr) \leq 1,3 \cdot 10^7$ ;  $2 \leq Pr \leq 10$ .

При  $(Pe d/L) \leq 10$  значение  $Nu$  может быть определено по формуле:

$$Nu = 0,50 (Pe d/L). \quad (3.21)$$

б) Для горизонтального расположения труб и при  $Re > 3500$ :

$$Nu = 0,022 Re^{0,80} Pr^{0,40} (\mu/\mu_w)^n, \quad (3.22)$$

где  $n = 0,14$  при нагревании и  $n = 0,25$  при охлаждении теплоносителя.

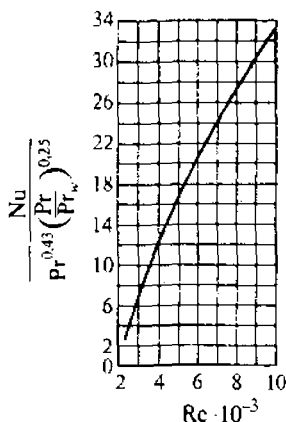


Рис. 3.1. Экспериментальные данные об интенсивности теплоотдачи для переходного режима течения потока при  $(GrPr) < 8 \cdot 10^6$

**Таблица 3.2. Указатель корреляционных формул для определения коэффициентов теплоотдачи в прямых трубах и каналах при  $Re < 10^4$**

Расположение прямых труб	Пределы применения	Номер формулы или рисунка
Значение $GrPr < 8 \cdot 10^5$		
Горизонтальное или вертикальное	$Re < 2300, (Pe d/L) \geq 20$	(3.18)
	$Re < 2300, (Pe d/L) < 20$ $2300 < Re < 10\,000$	(3.19) рис. 3.1
Значение $GrPr > 8 \cdot 10^5$		
Горизонтальное	$Re < 3500, 20 \leq (Pe d/L) \leq 1200$	(3.20)
	$Re < 3500, (Pe d/L) \leq 10$	(3.21)
	$Re > 3500$	(3.22)
Вертикальное при несовпадении естественной и вынужденной конвекции	$250 < Re < 10\,000$	(3.23)

Расчетные формулы (3.20)–(3.22) являются обобщением экспериментальных результатов по теплоотдаче, полученных при  $(GrPr) < 1,3 \cdot 10^7$ , однако с некоторым приближением их можно использовать и при  $(GrPr) > 1,3 \cdot 10^7$ .

в) Для вертикального расположения труб при несовпадении направлений естественной (свободной) и вынужденной конвекции (движение теплоносителя в вертикальной трубе снизу вверх при охлаждении и сверху вниз при нагревании):

$$Nu = 0,037 Re^{0,75} Pr^{0,40} (\mu/\mu_w)^n, \quad (3.23)$$

где  $n = 0,11$  при нагревании и  $n = 0,25$  при охлаждении теплоносителя. Корреляционное соотношение (3.23) справедливо при  $250 < Re < 10^4$ ;  $1,5 \cdot 10^6 < (GrPr) < 12 \cdot 10^6$ . Для приближенных расчетов эту формулу можно использовать также и при  $(GrPr) > 12 \cdot 10^6$ .

г) Значения коэффициентов теплоотдачи при вертикальном расположении труб и при совпадении направлений естественной и вынужденной конвекции (движение теплоносителя снизу вверх при нагревании и сверху вниз при охлаждении) оказываются значительно меньшими, чем при горизонтальном расположении труб или при вертикальном расположении, но при несовпадении вынужденной и естественной конвекции (см. п. в), поэтому теплообменные аппараты с такими направлениями движения теплоносителя применять не рекомендуется, а соответствующая расчетная формула здесь не приводится.

**16. Теплоотдача при поперечном обтекании пучков гладких труб.**

а) Однократно-перекрестное обтекание пучка параллельных труб.

Коридорное и шахматное расположение труб в пучке:  
при  $Re < 1000$

$$Nu = 0,56\varepsilon_\phi Re^{0,59} Pr^{0,36} (Pr/Pr_w)^{0,25}, \quad (3.24)$$

при  $Re > 1000$  для коридорных пучков

$$Nu = 0,22\varepsilon_\phi Re^{0,55} Pr^{0,36} (Pr/Pr_w)^{0,25}, \quad (3.25)$$

для шахматных пучков

$$Nu = 0,40\varepsilon_\phi Re^{0,60} Pr^{0,36} (Pr/Pr_w)^{0,25}. \quad (3.26)$$

Значение скорости теплоносителя в критерии  $Re$  принимается по наиболее узкому сечению между трубами; в качестве линейного размера в критериях  $Nu$  и  $Re$  принимается наружный диаметр трубы. Определяющая температура теплоносителя – средняя температура потока. Величиной коэффициента  $\varepsilon_\phi$  учитывается влияние угла атаки  $\phi$  (рис. 3.2) согласно данным, приведенным ниже:

$\phi$ , град	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varepsilon_\phi$	1,0	1,0	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Корреляционные формулы (3.24)–(3.26) дают усредненные по всем рядам трубного пучка значения коэффициентов теплоотдачи.

Для воздуха и других двухатомных газов  $Pr = 0,72$  и  $(Pr/Pr_w) \approx 1$  и при  $Re > 1000$  и шахматных пучков

$$Nu = 0,356\varepsilon_\phi Re^{0,60}. \quad (3.27)$$

б) Многократно-перекрестное движение теплоносителя. Такой характер движения имеет место в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников

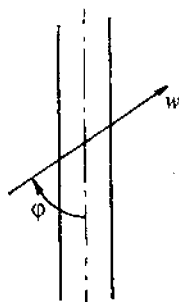


Рис. 3.2. Схема внешнего обтекания потоком трубы под углом атаки  $\phi$

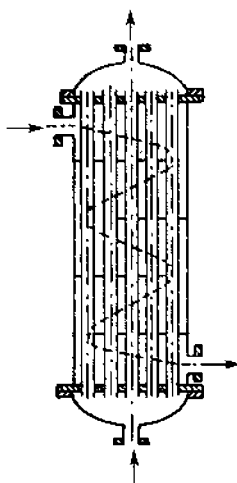


Рис. 3.3. Одноходовой теплообменник с поперечными перегородками в межтрубном пространстве

с поперечными перегородками (рис. 3.3), используемыми для интенсификации теплоотдачи. При этом в формулах (3.24)–(3.27) принимают усредненное значение коэффициента  $\epsilon_0 \approx 0,6$ .

Расстояние  $l_n$  между перегородками для стандартных кожухотрубчатых аппаратов определяется по ГОСТ или при стрелке сегмента  $b$ , равной четвертой части внутреннего диаметра кожуха  $b = 0,25D_{\text{вн}}$ , равно:

$$l_n = b/(1,415\psi), \quad (3.28)$$

где  $\psi$  – коэффициент, зависящий от наружного диаметра труб  $d$  и шага  $t_{\text{м}}$  между трубами:

$$\psi = (1 - d/t_{\text{м}})/[1 - 0,9(d/t_{\text{м}})^2]. \quad (3.29)$$

Скорость теплоносителя в межтрубном пространстве теплообменника с перегородками

$$w = V_c/S_c, \quad (3.30)$$

где  $V_c$  – расход теплоносителя,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $S_c$  – площадь проходного сечения в межтрубном пространстве,  $\text{м}^2$ . Для стандартных кожухотрубчатых теплообменников значения  $S_c$  приводятся в ГОСТах.

17. Среднее значение коэффициента теплоотдачи при обтекании пучка параллельных труб, снабженных поперечными ребрами (рис. 3.4), может быть определено по корреляционной формуле:

$$\text{Nu} = C \text{Re}^n \text{Pr}^{0,40} (d/t)^{-0,54} (h/t)^{-0,14}, \quad (3.31)$$

справедливой при  $\text{Re} = 3000 \div 25000$  и  $(d/t) = 3 \div 4,8$ , где  $d$  – наружный диаметр трубы,  $\text{м}$ ;  $t$  – шаг между ребрами,  $\text{м}$ ;  $h = (D - d)/2$  – высота ребра,  $\text{м}$ ;  $D$  – диаметр дискового ребра,  $\text{м}$ .

Для коридорного расположения оребренных труб:  $C = 0,116$ ,  $n = 0,72$ ; для шахматного расположения:  $C = 0,25$ ,  $n = 65$ .

Определяющий размер в критериях  $\text{Nu}$  и  $\text{Re}$  – шаг между ребрами  $t_1$ , определяющая температура – средняя температура теплоносителя.

После определения из формулы (3.31) значения  $\alpha$  по опытному графику (рис. 3.5) находят приведенный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{\text{пр}}$ , значение которого и подставляется в формулу для коэффициента теплопередачи  $K$ , отнесенного к полной площади наружной поверхности  $F_n$ :

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}} + \frac{1}{\alpha_a} \frac{F_n}{F_a} + \sum r_r \right)^{-1}, \quad (3.32)$$

где  $F_n$  – площадь всей наружной поверхности оребренной трубы и ребер на единицу длины трубы,  $\text{м}^2/\text{м}$ ;  $F_a$  – площадь внутренней поверхности трубы также на единицу ее длины,  $\text{м}^2/\text{м}$ ;  $\alpha_a$  – коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны трубы (определяется по соответствующим корреляционным формулам в зависимости от характера движения внутреннего

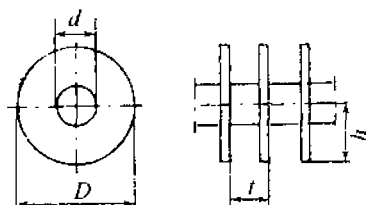


Рис. 3.4. Труба с поперечными дисковыми ребрами

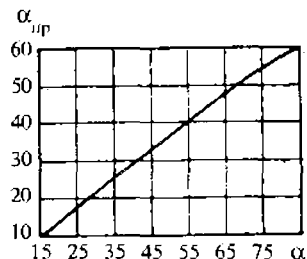


Рис. 3.5. Корректировочная зависимость приведенного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{пр}$  от коэффициента  $\alpha$ , вычисленного по формуле (3.31)

теплоносителя), Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\sum r_r$  – сумма термических сопротивлений стенки трубы и возможных загрязнений с двух ее сторон, м<sup>2</sup>·К/Вт.

18. Интенсивность теплоотдачи при течении теплоносителя вдоль плоской поверхности.

а) Течение при ламинарном пограничном слое,  $Re < 5 \cdot 10^5$ :

$$Nu = 0,66 Re^{0,56} Pr^{0,33} (Pr/Pr_w)^{0,25}. \quad (3.33)$$

б) Течение при турбулизированном пограничном слое,  $Re > 5 \cdot 10^5$ :

$$Nu = 0,037 Re^{0,80} Pr^{0,43} (Pr/Pr_w)^{0,25}. \quad (3.34)$$

Определяющий размер для критериев  $Nu$  и  $Re$  в соотношениях (3.33)–(3.34) – длина обтекаемой плоской поверхности в направлении потока теплоносителя; определяющая температура – средняя температура теплоносителя.

19. Интенсивность теплоотдачи при стекании пленки жидкости по вертикальной поверхности.

а) При турбулентном режиме течения пленки ( $Re > 2000$ ):

$$Nu = 0,010 (Ga Pr Re)^{1,3}. \quad (3.35)$$

б) При ламинарном режиме течения пленки ( $Re < 2000$ ):

$$Nu = 0,67 (Ga^2 Pr^3 Re)^{1/9}. \quad (3.36)$$

Определяющий размер: в критериях  $Nu$  и  $Ga$  – высота вертикальной поверхности, м; в критерии  $Re$  используется эквивалентный диаметр пленки  $d_s = 4S/\Pi$ , м; где  $S$  – площадь поперечного сечения пленки, м<sup>2</sup>;  $\Pi$  – периметр поверхности, м;  $Re = wd_s/\nu = 4\Gamma/\mu$ ;  $\Gamma = G/\Pi$  – линейная плотность орошения поверхности, кг/(с·м),  $G$  – массовый расход орошающей жидкости, кг/с; при орошении  $n$  параллельных труб  $\Pi = \pi dn$ , м. Определяющая температура – средняя температура пленки  $t_{пл} = (t_f + t_w)/2$ .



Толщина стекающей пленки  $\delta$  при  $Re < 1500$  определяется теоретическим решением:

$$\delta = \left( \frac{3G\mu}{\rho^2 g \Pi} \right)^{1/3}. \quad (3.37)$$

20. Интенсивность теплоотдачи при перемешивании жидкостей мешалками.

Значение коэффициента теплоотдачи от поверхностей змеевиков или наружных рубашек к перемешиваемым с помощью механических мешалок жидкостям можно рассчитывать по корреляционному соотношению

$$Nu = C Re^m Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0,14} (d_m/D), \quad (3.38)$$

где  $Nu = \alpha d_m/\lambda$ ;  $Re = \rho n d_m^2/\mu$ ;  $d_m$  и  $D$  — диаметры мешалки и аппарата, м;  $n$  — частота вращения мешалки,  $c^{-1}$ ; определяющая температура равна  $t_{f,cr}$ , но значение  $\mu$  берется при  $(t_{f,cr} + t_w)/2$ ;  $t_w$  — температура стенки.

Для цилиндрических аппаратов с наружными рубашками:  $C = 0,36$  и  $m = 0,67$ ; для погруженных в перемешиваемую жидкость змеевиков:  $C = 0,87$  и  $m = 0,62$ .

Пределы использования формулы (3.38): турбинные, пропеллерные и лопастные мешалки при  $D/d_m = 2,5 \div 4,0$  и  $D < 1,5$  м.

21. Интенсивность теплоотдачи при естественной конвекции (свободном движении) определяется перемещением теплоносителя в поле силы тяжести под действием разности его плотностей, возникающей вследствие разности температур теплоносителя в основной его массе и вблизи стенки.

Явный вид расчетных корреляционных соотношений зависит от величины  $(GrPr)$ :

А. Теплоотдача снаружи горизонтальных труб при  $10^3 < (GrPr) < 10^9$ :

$$Nu = 0,50 (GrPr)^{0,25} (Pr/Pr_w)^{0,25}. \quad (3.39)$$

Определяющие значения размера в критериях  $Nu$  и  $Gr$  — диаметр трубы и температуры — температура теплоносителя.

Б. Для вертикальных труб и плоских поверхностей:

а)  $10^3 < (GrPr) < 10^8$ ,

$$Nu = 0,76 (GrPr)^{0,25} (Pr/Pr_w)^{0,25}, \quad (3.40)$$

б)  $(GrPr) > 10^8$ ,

$$Nu = 0,15 (GrPr)^{0,33} (Pr/Pr_w)^{-0,25}. \quad (3.41)$$

Определяющий размер в соотношениях (3.40) и (3.41) — высота труб (поверхностей); определяющая температура — температура теплоносителя.

22. Интенсивность теплоотдачи при пленочной конденсации паров, происходящей на поверхностях, если их температура ниже температуры насыщения ( $t_s$ ) при соответствующем давлении пара.

А. Пленочная конденсация насыщенного пара, не содержащего примесей неконденсирующихся газов (обычно воздуха).

а) Обобщенное корреляционное соотношение для среднего по всей поверхности коэффициента теплоотдачи:

$$Nu = C (Ga \text{ Pr } K_\Phi)^n, \quad (3.42)$$

где  $C$ ,  $n$  – постоянные, значения которых находятся по опытным данным в зависимости от условий процесса конденсации;  $K_\Phi = r/(c\Delta t)$  – критерий фазового превращения;  $r$  – удельная теплота конденсации пара при температуре  $t_s$  насыщения, Дж/кг;  $c$  – удельная теплоемкость конденсата, Дж/(кг · К);  $\Delta t = t_s - t_w$ , К или °С; определяющий размер в критериях  $Nu$  и  $Ga$  – высота для вертикальных труб и поверхностей и наружный диаметр для горизонтальных труб; определяющая температура, при которой находятся значения теплофизических свойств конденсата, равна  $(t_s + t_w)/2$ .  $C = 0,728$  при конденсации на наружной поверхности горизонтальной трубы;  $C = 0,943$  при конденсации на вертикальных поверхностях (плоских или пучков труб) при ламинарном режиме ( $Re_{\text{пар}} < 400$ ) стекания пленки и  $C = 1,13$  с учетом волнообразного режима стекания пленки  $n = 0,25$ .

б) Явный вид расчетной формулы (3.42), решенной относительно  $\alpha$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К), для вертикальных поверхностей и труб высотой  $H$ :

$$\alpha = 1,13 \left( \frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu H \Delta t} \right)^{1/4}, \quad (3.42a)$$

где  $H$  – вертикальный размер (высота) поверхности, м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

В частном случае конденсации насыщенного водяного пара формула (3.42a) приводится к виду:

$$\alpha = 2,04 \frac{A_t}{(H \Delta t)^{1/4}}, \quad (3.42b)$$

для которого значения размерного коэффициента  $A_t$  (в единицах СИ) приведены ниже:

Температура насыщения водяного пара $t_s$ , °С	100	110	120	140	160	180
$A_t \cdot 10^{-3}$ , Вт/(м <sup>3/4</sup> · К <sup>5/4</sup> )	6,96	7,10	7,24	7,42	7,49	7,52

в) То же для наружной поверхности одиночной горизонтальной трубы с внешним диаметром  $d$ :

$$\alpha = 0,728 \left( \frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu d \Delta t} \right)^{1/4}. \quad (3.42b)$$

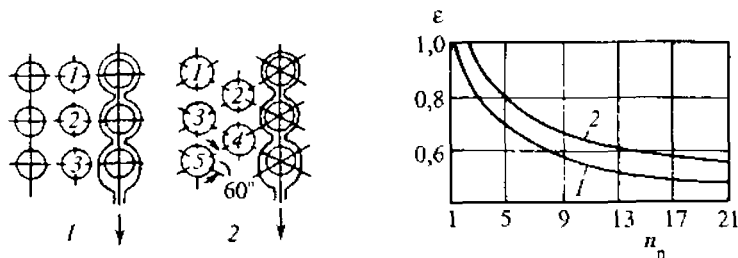


Рис. 3.6. Зависимость корректировочного коэффициента  $\varepsilon$  от числа  $n_p$  труб по вертикали и порядок определения  $n_p$  для коридорного (1) и шахматного (2) расположения труб при конденсации пара на их наружной поверхности

г) При конденсации на пучке горизонтальных труб в формулу (3.42в) вводится множитель ( $\varepsilon$ ), учитывающий влияние конденсата, стекающего с верхних труб и попадающего на наружную поверхность нижних рядов (рис. 3.6); значения  $\varepsilon$  для коридорного и шахматного расположения труб в зависимости от числа труб по вертикали  $n_p$  приведены на графике. Значения  $n_p$  для конкретных кожухотрубчатых теплообменников определяются по ГОСТ 15118-79 (табл. 3.7).

В частном случае конденсации насыщенного водяного пара формула (3.42в) приводится к виду:

$$\alpha = 1,28\varepsilon A_t / (d\Delta t)^{1/4}. \quad (3.42г)$$

Коэффициенты теплоотдачи при пленочной конденсации водяного пара достигают значений 10 000–12 000 Вт/(м<sup>2</sup> · К).

д) Коэффициент теплоотдачи для конденсации может быть выражен также через плотность теплового потока  $q$ , Вт/м<sup>2</sup>, от пара к стенке согласно уравнению теплоотдачи (3.14)  $\Delta t = q/\alpha$ :

для вертикальных поверхностей

$$\alpha = 1,21\lambda \left( \frac{\rho^2 r g}{\mu H} \right)^{1/3} g^{-1/3}, \quad (3.42д)$$

для одиночных горизонтальных труб

$$\alpha = 0,645\lambda \left( \frac{\rho^2 r g}{\mu d} \right)^{1/3} g^{-1/3}. \quad (3.42е)$$

е) Для конденсации водяного пара внутри горизонтальных труб и змеевиков

$$\alpha = 1,36 A q^{0,50} L^{0,35} d^{-0,25} \quad (3.43)$$

или

$$\alpha = 1,85A^2 \Delta t L^{0,7} d^{0,50}, \quad (3.43a)$$

где значения размерного (в единицах СИ) коэффициента  $A$  в зависимости от температуры насыщения  $t_s$  приведены на рис. 3.7;  $L$ ,  $d$  – длина и внутренний диаметр трубы, м.

Б. Конденсация пара при наличии в нем примесей неконденсирующихся газов (воздуха). Наличие в паре примесей – газов – существенно снижает значения коэффициентов теплоотдачи при конденсации (рис. 3.8).

В. Конденсация перегретого пара.

а) Когда температура поверхности (стенки) выше температуры насыщения пара, соответствующей его давлению ( $t_w > t_s$ ), то конденсация не происходит и теплоотдача соответствует теплообмену без фазовых превращений теплоносителя (п. 10 табл. 3.1; 3.2).

б) Когда температура поверхности ниже температуры насыщения ( $t_w < t_s$ ), то конденсация на поверхности происходит и расчет коэффициентов теплоотдачи можно производить по формулам для конденсации насыщенного пара, при этом вместо удельной теплоты конденсации  $r$  подставляется сумма удельных теплот конденсации и перегрева пара:  $r \rightarrow r + c_n(t - t_s)$ , где  $c_n$  – удельная теплоемкость пара, Дж/(кг · К);  $t$  – температура перегретого пара, °С; в качестве  $\Delta t$  здесь по-прежнему используется разность температур насыщения и стенки:  $\Delta t = t_s - t_w$ .

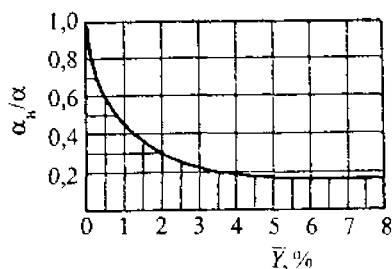
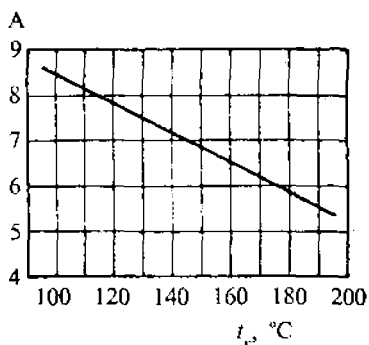


Рис. 3.7. Зависимость коэффициента  $A$  от температуры насыщения  $t_s$  (формулы (3.43), (3.43a))

Рис. 3.8. Корреляционная зависимость отношения  $\alpha_n/\alpha$  от концентрации воздуха  $\bar{Y}$  в конденсирующемся водяном паре

$\alpha_n$ ,  $\alpha$  – коэффициенты теплоотдачи при наличии примесей воздуха в паре и для чистого водяного пара

### 23. Интенсивность теплоотдачи при кипении жидкостей.

Необходимым условием для кипения жидкости является превышение температуры  $t_w$  греющей поверхности значения температуры  $t_s$  насыщения (кипения) жидкости ( $t_w > t_s$ ).

В пределах используемого в промышленной практике пузырькового режима кипения (индивидуальный отрыв пузырьков пара от греющей поверхности) при нестесненной конвекции в неограниченном объеме жидкости или при вынужденном движении в трубах вычисление коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  (в Вт/(м<sup>2</sup> · К)) от греющей стенки возможно через плотность теплового потока  $q$  (в Вт/м<sup>2</sup>) или через разность температур  $\Delta t = t_w - t_s$  (°С или К):

$$\alpha = b \left( \frac{\lambda^2 \rho_{ж}}{\mu \sigma T_s} \right)^{1/3} q^{2/3} = b^3 \frac{\lambda^2}{\nu \sigma T_s} \Delta t^2, \quad (3.44)$$

где  $\sigma$  – поверхностное натяжение жидкости, Н/м;  $T_s$  – абсолютная температура насыщения (кипения), К; значение безразмерного коэффициента  $b$  может быть определено по корреляционному соотношению (3.44а) в зависимости от плотностей пара ( $\rho_{п}$ ) и жидкости ( $\rho_{ж}$ ):

$$b = 0,075 + 0,75 \left( \frac{\rho_{п}}{\rho_{ж} - \rho_{п}} \right)^{2/3}. \quad (3.44a)$$

Формула (3.44) для кипящей воды может быть преобразована к абсолютному давлению  $\Pi$  (в атмосферах):

$$\alpha = \frac{3,4 \Pi^{0,18}}{1 - 0,0045 \Pi}. \quad (3.45)$$

Критическая плотность теплового потока  $q_{кр}$ , Вт/м<sup>2</sup>, при которой интенсивный пузырьковый режим кипения переходит к нежелательному пленочному (паровая пленка у греющей поверхности) режиму, для кипения жидкости на наружной поверхности горизонтальных труб может быть определена по корреляционному соотношению:

$$q_{кр} = 0,14 r \rho_{п}^{1/2} (\sigma g \rho_{ж})^{1/4}. \quad (3.46)$$

Приближенный расчет значения  $\alpha$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К), при пузырьковом кипении на наружной поверхности пучков горизонтальных труб, а также в вертикальных испарителях в области умеренных (до  $0,4 q_{кр}$ ) плотностей теплового потока и давлений  $\Pi = 0,2 \div 10$  атм возможен по формуле:

$$\alpha = 2,72 \phi \Pi^{0,4} q^{0,7}, \quad (3.47)$$

где множитель  $\phi$  учитывает физические свойства конкретных жидкостей; его экспериментально найденные значения:

Бензол	0,31	Водный раствор	0,86
Газолин	0,27	NaCl (9 %)	
Гептан	0,46	NaCl (24 %)	0,62
Вода	1,00	Водный раствор	0,91
Водный раствор	0,83	Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> (10 %)	
глицерина (26 %)		Метанол	0,36
		Этанол	0,45

## 24. Теплообмен при соприкосновении потоков теплоносителей.

Корреляционное соотношение для коэффициента теплопередачи от охлаждающегося ненасыщенного газа к жидкости в колонных аппаратах с насадкой, справедливое в диапазоне изменения температур воздуха 2–80 °С при удельном орошении водой от 3,5 до 10 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup> · ч):

$$Ki = 0,010 Re_r^{0,70} Re_{ж}^{0,70} Pr_r^{1/3}, \quad (3.48)$$

где  $Ki = Kd_s/\lambda_r$  – критерий Кирпичева;  $Re_r = 4w_{\phi}\rho_r/(\sigma\mu_r)$  – критерий Рейнольдса для газа;  $Re_{ж} = 4\Gamma/(\sigma\mu_{ж})$  – критерий Рейнольдса для жидкости;  $Pr_r = c_{pr}\mu_r/\lambda_r$  – критерий Прандтля для газа;  $K$  – коэффициент теплопередачи между газом и жидкостью, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $d_s = 4V_{св}/\sigma$  – эквивалентный диаметр насадки, м;  $V_{св}$  – относительный свободный объем (порозность) насадки;  $\sigma$  – удельная поверхность насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $w_{\phi}$  – скорость газа, отнесенная к свободному поперечному сечению аппарата, м/с;  $\Gamma$  – плотность орошения аппарата жидкостью, кг/(м<sup>2</sup> · с);  $\lambda_r$  – теплопроводность газа, Вт/(м · К);  $\mu_r$  – динамическая вязкость газа, Па · с;  $\rho_r$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu_{ж}$  – динамическая вязкость жидкости, Па · с.

## 25. Теплоотдача при тепловом излучении поверхностей твердых тел.

Плотность теплового потока  $q_n$ , Вт/м<sup>2</sup>, передаваемого от одной параллельной серой поверхности к другой посредством теплового излучения, пропорциональна разности четвертых степеней абсолютных температур ( $T_1 > T_2$ ) поверхностей:

$$q_n = 5,67\varepsilon_{np}[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (3.49)$$

где  $\varepsilon_{np} = (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)^{-1}$  – приведенная степень черноты системы бесконечных плоских поверхностей;  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  – степени черноты поверхностей.

Лучистый тепловой поток  $Q_n$ , Вт, передаваемый от невогнутой поверхности  $F_1$ , находящейся внутри полого тела, к поверхности  $F_2$  этого тела:

$$Q_n = 5,67 \frac{(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4}{1/\varepsilon_1 + (1/\varepsilon_2 - 1)F_1/F_2} F_1. \quad (3.49a)$$

В практических расчетах используется понятие коэффициента теплоотдачи лучеиспусканием  $\alpha_n$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К):

$$\alpha_a = \frac{Q_a}{(T_1 - T_2)F} = \frac{5,67\epsilon_{\text{ср}}[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]}{T_1 - T_2}, \quad (3.50)$$

где в общем случае приведенная степень черноты  $\epsilon_{\text{ср}}$  системы зависит от геометрии излучающей системы и степеней черноты обеих поверхностей.

Общий коэффициент  $\alpha_{\text{общ}}$  теплоотдачи лучеиспусканием и конвекцией определяется по правилу аддитивности  $\alpha_{\text{общ}} = \alpha_a + \alpha$ ; при этом значение  $\alpha$  вычисляется по вышеприведенным корреляционным соотношениям для конвективной теплоотдачи.

Приближенный расчет тепловых потерь с наружной поверхности аппаратов, находящихся в закрытых помещениях, при температурах наружной поверхности до 150 °С можно производить по размерной эмпирической зависимости:

$$\alpha_{\text{общ}} = 9,7 + 0,07\Delta t, \quad (3.51)$$

где  $\alpha_{\text{общ}}$  — общий коэффициент теплоотдачи конвекцией и лучеиспусканием, Вт/(м<sup>2</sup> · К.);  $\Delta t$  — разность температур наружной стенки и окружающей среды, К (°С).

## ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

В поверхностных теплообменниках теплота передается от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую их стенку. Наиболее распространены в промышленности кожухотрубчатые теплообменники (рис. 3.3), где трубное и межтрубное пространства для теплоносителей разделены стенками труб. В теплообменниках смешения теплота передается при непосредственном контакте горячего и холодного теплоносителей (например, в конденсаторах смешения).

26. Основой расчета теплообменников, работающих в стационарном режиме, является уравнение теплопередачи

$$Q = KF\Delta t_{\text{ср}}, \quad (3.52)$$

где  $Q$  — тепловой поток от горячего теплоносителя к холодному, Вт;  $K$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $F$  — площадь поверхности теплопередачи, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{\text{ср}}$  — средняя по поверхности теплопередачи разность температур между горячим и холодным теплоносителями, К (или °С).

Для плоской многослойной теплопередающей стенки коэффициент теплопередачи определяется через коэффициенты теплоотдачи ( $\alpha$ ) следующим образом:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \sum_i \frac{\sigma_i}{\lambda_i} + \sum r_{\tau} + 1/\alpha_2}, \quad (3.53)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителей, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\delta_i$  и  $\lambda_i$  — толщина и теплопроводность стенок;  $\sum r_{\tau}$  — сумма термических сопротивлений возможных слоев загрязнений, (м<sup>2</sup> · К)/Вт.

Значение  $K$  всегда меньше меньшего из коэффициентов теплоотдачи, поскольку  $K$  и  $\alpha$  по физическому смыслу представляют собой соответственно общую и частную термические проводимости на пути потока теплоты.

Уравнение теплопередачи в форме (3.52) и выражение (3.53) для  $K$ , соответствующее плоской многослойной стенке, с достаточной для практических расчетов точностью можно использовать и для цилиндрической стенки (трубы), если  $d_{\text{вн}} \geq d_{\text{нар}}/2$ . Геометрически площадь поверхности трубчатых аппаратов  $F$  (в м<sup>2</sup>) может быть определена через значения среднего диаметра  $d_{\text{ср}} = (d_{\text{вн}} + d_{\text{нар}})/2$  труб:  $F = \pi d_{\text{ср}} L n$ .

Для трубчатого теплообменника, состоящего из  $n$  толстостенных труб длиной  $L$  (в м), уравнение теплопередачи в общем случае может быть представлено в виде:

$$Q = K_L n L \Delta t_{\text{ср}}, \quad (3.54)$$

где коэффициент теплопередачи  $K_L$  (в Вт/(м · К)) отнесен к одному метру длины (погонному метру):

$$K_L = \pi \left( \frac{1}{\alpha_{\text{вн}} d_{\text{вн}}} + \frac{r_{\tau, \text{вн}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{r_{\tau, \text{нар}}}{d_{\text{нар}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}} d_{\text{нар}}} \right)^{-1}. \quad (3.55)$$

В выражении для  $K_L$ :  $\alpha_{\text{вн}}$ ,  $\alpha_{\text{нар}}$  — коэффициенты теплоотдачи от теплоносителей, проходящих внутри и снаружи одностенной трубы, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $r_{\tau, \text{вн}}$ ,  $r_{\tau, \text{нар}}$  — термические сопротивления загрязнений на внутренней и на наружной поверхностях трубы, (м<sup>2</sup> · К)/Вт, соответственно;  $\lambda$  — теплопроводность материала стенки, Вт/(м · К). При многослойной цилиндрической стенке их термические сопротивления в форме третьего слагаемого в формуле (3.55) складываются.

Ориентировочные экспериментальные значения тепловой проводимости типовых загрязнений ( $1/r_{\tau}$ ) представлены в табл. XXVI.

28. Значение усредненной по всей теплообменной поверхности разности температур теплоносителей для прямо- и противотока, а также для частных случаев (см. рис. 3.9) поведения теплоносителей:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln (\Delta t_1 / \Delta t_2)}, \quad (3.56)$$

где  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  — разности температур теплоносителей на концах теплообменника, К (°C); для частного случая г), очевидно,  $\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_1 = \Delta t_2$ .



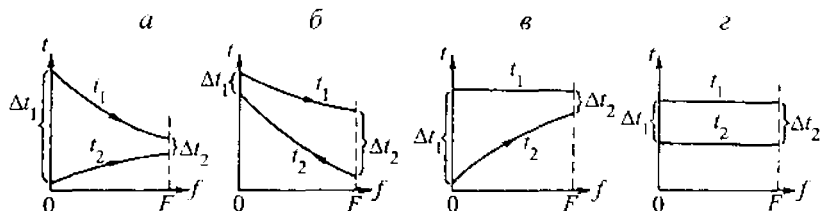


Рис. 3.9. Характер изменения температур  $t_1$  и  $t_2$  теплоносителей вдоль поверхности ( $f$ ) теплопередачи:

$a$  — проток;  $б$  — противоток;  $в$  — конденсация ( $t_1$ ) и нагрев ( $t_2$ );  $г$  — конденсация ( $t_1$ ) и кипение ( $t_2$ )

Формулы (3.52) и (3.56) справедливы при условиях постоянства значения  $K$  и теплоемкостей теплоносителей вдоль теплообменной поверхности, а также при пренебрежимой малости потерь теплоты в окружающую среду и продольной теплопроводности в потоках теплоносителей по сравнению с конвективными переносами теплоты движущимися теплоносителями (последнее может не соблюдаться, например, в жидкометаллических теплоносителях). В противных случаях понятие  $\Delta t_{cp}$  не используется, а расчеты выполняются численными методами на основе дифференциального уравнения теплопередачи (см. п. 31 и пример 3.29).

Для смешанного тока теплоносителей в многоходовых теплообменниках и перекрестного тока используется значение поправочного множителя  $\epsilon_{\Delta t}$ , на который умножается значение  $\Delta t_{cp}$ , вычисленное по формуле (3.56) для случая противотока. Значения  $\epsilon_{\Delta t}$  приведены на рис. VI. Для многоходовых теплообменников с одним ходом в межтрубном и четном числе ходов в трубном пространстве:

$$\Delta t_{cp} = A / \ln \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2 + A}{t_1 + \Delta t_2 - A}, \quad (3.57)$$

где  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  — разности температур на концах теплообменника при противотоке с теми же начальными и конечными температурами теплоносителей;

$$A = (\delta t_1^2 + \delta t_2^2)^{1/2}; \quad \delta t_1 = |t_{1n} - t_{1k}|; \quad \delta t_2 = |t_{2n} - t_{2k}|.$$

## 29. Средние значения температур теплоносителей.

Значения средних по теплообменной поверхности температур теплоносителей нужны для нахождения их теплофизических свойств. В общем случае должны определяться среднеинтегральные значения температур. Для упрощенных расчетов с достаточной точностью можно использовать среднеарифметическое значение температуры для того теплоносителя, температура которого изменяется в теплообменнике меньше:

$$t_{1\text{cp}} = (t_{1\text{н}} + t_{1\text{к}})/2. \quad (3.58)$$

Тогда для другого теплоносителя вычисляется среднееинтегральное значение температуры

$$t_{2\text{cp}} = t_{1\text{cp}} \pm \Delta t_{\text{cp}}. \quad (3.59)$$

**30. Итерационный метод расчета стационарных режимов теплообмена в теплообменных аппаратах.**

Система уравнений для определения плотности стационарного теплового потока через плоскую стенку ( $t_1 > t_2$ ) (см. рис. 3.10)

$$q_1 = \alpha_1(t_1 - t_{w1}); \quad q_w = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta/\lambda + \sum \tau_r}; \quad q_2 = \alpha_2(t_{w2} - t_2). \quad (3.60)$$

Необходимость использования итерационного метода расчета связана с трансцендентностью системы (3.60) и сложной зависимостью коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  от средних температур теплоносителей ( $t_{1\text{cp}}$  и  $t_{2\text{cp}}$ ) и температур стенок ( $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ ). Система уравнений решается при условии стационарности процесса  $q_1 = q_w = q_2 (=q)$  относительно  $q$ ,  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ ; при этом явный вид зависимостей  $\alpha_1(t_{1\text{cp}}, t_{w1}, \dots)$  и  $\alpha_2(t_{2\text{cp}}, t_{w2}, \dots)$  считается известным — это корреляционные соотношения типа (3.15)–(3.45), (3.51) в зависимости от конкретного типа теплоотдачи. Последовательность итерационной процедуры рассмотрена в примере 3.29.

**31.** При значительном изменении коэффициента теплопередачи  $K$  и удельной теплоемкости  $c_1$  теплоносителя в зависимости от его температуры  $t_1$  необходимая поверхность теплопередачи может быть определена через значение определенного интеграла в пределах изменения температуры первого теплоносителя от  $t_{1\text{н}}$  до  $t_{1\text{к}}$ :

$$F = G_1 \int_{t_{1\text{н}}}^{t_{1\text{к}}} \frac{c_1 dt_1}{K(t_1 - t_2)}. \quad (3.61)$$

Вычисление значения интеграла возможно любым приближенным методом, в том числе и графическим, при этом используется уравнение теплового баланса:

для прямотока

$$G_1 c_1 (t_{1\text{н}} - t_1) = G_2 c_2 (t_2 - t_{2\text{н}}), \quad (3.62)$$

для противотока

$$G_1 c_1 (t_{1\text{н}} - t_1) = G_2 c_2 (t_{2\text{к}} - t_2), \quad (3.62a)$$

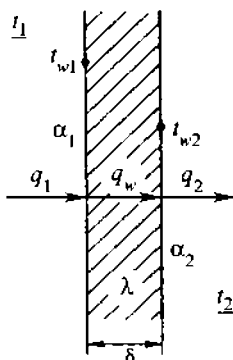


Рис. 3.10. Схема стационарной теплопередачи поперек плоской стенки

где  $G_1, G_2; c_1, c_2; t_1, t_2$  – массовые расходы (кг/с); удельные теплоемкости (в Дж/(кг · К)) и текущие температуры одного и другого теплоносителя.

Пример вычисления значения интеграла в (3.61) рассмотрен в примере 3.28.

**32. Значения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи для типовых случаев теплообмена.**

Для оценочных расчетов возможно использовать приближенные значения коэффициентов теплоотдачи для воды и для воздуха (или близким по значениям теплофизических свойств жидким и газообразным веществам), вычисленные по вышеприведенным корреляционным соотношениям (табл. 3.3), а в табл. 3.4 приведены ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи.

**Таблица 3.3. Значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  (в Вт/(м<sup>2</sup> · К))**

Вид теплоотдачи	Вода	Воздух ( $p_{\text{атм}} =$ $\approx 0,1$ МПа)	Примечание
Вынужденное турбулентное течение:			
а) в трубах и каналах	1200–5800	35–60	Скорости воды 0,2–1,5 м/с. Скорости воздуха 8–15 м/с
б) поперечное обтекание труб	3000–10000	70–100	Шахматные пучки (при $\varepsilon_p \approx 1$ )
Естественная конвекция	250–900	3–10	
Кипение воды	2000–24000		$p_{\text{атм}} \approx 0,1$ МПа; $\Delta t = t_w - t_s =$ $= 5–15$ К
Конденсация насыщенного водяного пара на наружной поверхности горизонтальной трубы	9300–12000		Давление насыщенного пара $p_{\text{атм}} \approx 0,4$ МПа; $\Delta t = t_s - t_w = 5–35$ К

**Таблица 3.4. Значения коэффициентов теплопередачи  $K$  (в Вт/(м<sup>2</sup> · К))**

Вид теплообмена	Вынужденная конвекция	Естественная конвекция
От газа к газу (при нормальных давлениях)	10–40	4–12
От газа к жидкости	10–60	6–20
От конденсирующегося пара к газу	10–60	6–12
От жидкости к жидкости (типа воды)	800–1700	140–340
От жидкости к жидкости (углеводороды, масла)	120–270	30–60
От конденсирующегося пара к воде	800–3500	300–1200
От конденсирующегося пара к органическим жидкостям	120–340	60–170
От конденсирующихся органических паров к воде	300–800	230–460
От конденсирующегося пара к кипящей жидкости	–	300–2500

Задачи, связанные с прогревом или охлаждением твердых тел, не могут быть решены на основе уравнения теплопередачи (3.52).

33. При отсутствии внутреннего источника теплоты нестационарные процессы теплопроводности описываются уравнением

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \nabla^2 t. \quad (3.63)$$

Решение дифференциального уравнения в частных производных (3.63) для центрально-симметричного тела шаровой формы при условиях равномерного начального прогрева  $t|_{\tau=0} = t_0$  и конвективной теплоотдачи от поверхности шара к окружающей среде

$-\lambda \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=R} = \alpha (t|_{r=R} - t_f)$  и условиях симметрии в центре шара  $(dt/dr)_{r=0} = 0$  имеет вид:

$$\frac{t_0 - t(r, \tau)}{t_0 - t_f} = 1 - 2 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\sin \mu_i - \mu_i \cos \mu_i}{\mu_i - \sin \mu_i \cos \mu_i} \frac{\sin(\mu_i r/R)}{\mu_i r/R} \exp\left(-\mu_i^2 \frac{\alpha \tau}{R^2}\right). \quad (3.64)$$

Интегрирование нестационарного распределения (3.64) температуры внутри охлаждающегося шара дает изменение во времени средней температуры шара

$$\bar{t}(\tau) = t_0 - (t_0 - t_f) \cdot 6 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\text{Bi}^2}{\mu_i^2 (\mu_i^2 + \text{Bi}^2 - \text{Bi})} \exp(-\mu_i^2 \text{Fo}). \quad (3.65)$$

В уравнениях (3.63) – (3.65):  $\tau$  – текущее время охлаждения (нагрева), с;  $\alpha = \lambda / (\rho c)$ ,  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\rho$  – температуропроводность, теплопроводность, удельная теплоемкость, плотность материала,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{с})$ ;  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $\text{кг}/\text{м}^3$  соответственно;  $t_f$  – температура окружающей среды,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial}{\partial r}$  – оператор Лапласа в сферических координатах;  $R$  – радиус шара, м;  $r$  – текущий радиус внутри шара, м;  $\mu_i$  – корни характеристического трансцендентного уравнения задачи  $\text{tg } \mu = \mu / (1 - \text{Bi})$ ;  $\text{Bi} = \alpha R / \lambda$  – критерий Био;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности шара,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\text{Fo} = \alpha \tau / R^2$  – критерий Фурье.

Расчеты относительных избыточных средних значений температур охлаждающихся (нагревающихся) твердых тел плоской, сферической и цилиндрической формы или, что то же, – относительных потерь теплоты  $Q/Q_0$  – могут быть произведены также по графикам, построенным по аналитическим решениям, типа (3.65) (рис. 3.11).

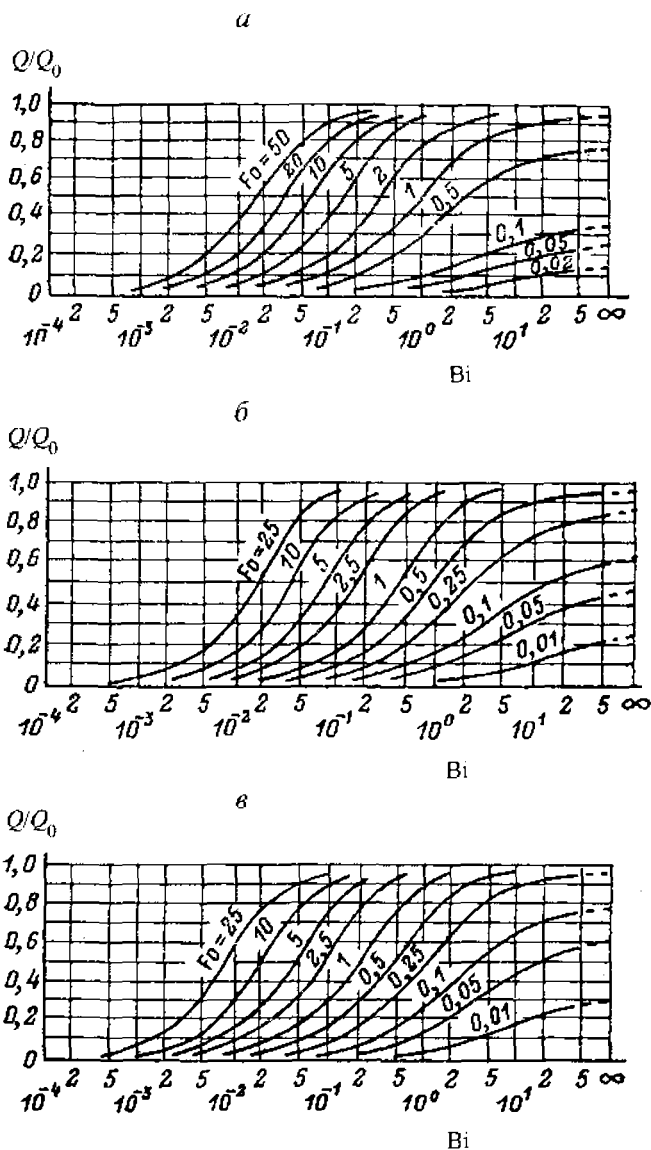


Рис. 3.11. Расчетные зависимости относительного охлаждения (нагрева) в процессах нестационарной теплопроводности твердых тел:  
*a* – безграничная пластина; *b* – цилиндр бесконечной длины; *в* – тело в форме шара

34. Охлаждение до температур ниже окружающей среды производится с помощью холодильного (обратного по отношению к прямому, энергетическому) цикла, согласно которому пары низкокипящего хладагента (аммиак, фреоны, температура кипения которых при атмосферном давлении составляет приблизительно  $-35^{\circ}\text{C}$ ) сначала адиабатически (линия 1-2, рис. 3.12) сжимаются в компрессоре К, затем при повышенном давлении и, соответственно, при температуре выше охлаждающей воды конденсируются в конденсаторе Кнд (линия 2-3); затем в расширительной машине Дт (детандере) жидкость адиабатически расширяется, при этом часть ее самоиспаряется, а поскольку теплота на испарение берется от самого хладагента, то он охлаждается до требуемой низкой температуры (линия 3-4); наконец, несамоиспарившаяся (большая) часть хладагента испаряется в испарителе (И) при постоянной низкой температуре и отбирает теплоту от охлаждаемой среды (чаще — от рассола) (линия 4-1).

В фиксированном интервале температур наибольшей эффективностью  $\varepsilon_k$  (холодильным коэффициентом) обладает обратный цикл Карно (рис. 3.13):

$$\varepsilon_k = \frac{Q_0}{L} = \frac{Q_0}{L_k - L_{дт}} = \frac{Q_0}{Q - Q_0} = \frac{T_0}{T - T_0}, \quad (3.66)$$

где  $Q_0$  — холодопроизводительность, т. е. тепловой поток, отбираемый хладагентом от охлаждаемой среды на низком температурном уровне  $T_0$ , Вт;  $Q$  — тепловой поток, отдаваемый хладагентом воде на высоком температурном уровне  $T$ , Вт;  $T_0$ ,  $T$  — температуры испарения и конденсации, К;  $L_k$  — мощность, затрачиваемая на изэнтропическое сжатие паров хладагента в компрессоре, Вт;  $L_{дт}$  — мощность, получаемая от изэнтропически расширяющегося в детандере хладагента, Вт;  $L = L_k - L_{дт} = Q - Q_0$  — мощность, затрачиваемая на работу цикла, Вт.

Реально вместо теоретического обратного цикла Карно используется сухой цикл с дросселированием (по линии  $i = \text{const}$ ) (рис. 3.14, 3.15) и переохлаждением жидкого хладагента, холодильный коэффициент которого

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1}, \quad (3.67)$$

где  $Q_0 = G(i_1 - i_4)$  — холодопроизводительность, Вт;  $L = Q - Q_0 = G(i_2 - i_1)$  — мощность, затрачиваемая на сжатие паров хладагента, Вт;  $Q$  — суммарный тепловой поток последовательных процессов охлаждения паров, конденсации и переохлаждения жидкого хладагента, Вт;  $G$  — расход циркулирующего в цикле хладагента, кг/с;  $i_1$ ,  $i_2$ ,  $i_3$  и  $i_4$  — удельные энтальпии хладагента перед сжатием, после сжатия, перед и после дросселирования, Дж/кг.

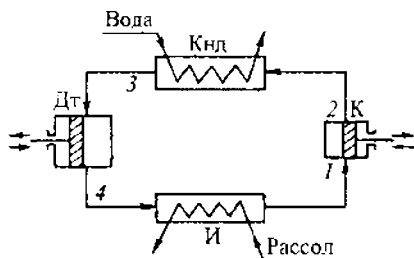


Рис. 3.12. Блок-схема получения умеренного холода компрессионным методом

К – компрессор; Кнд – конденсатор; Дт – расширительная машина детандер; И – испаритель

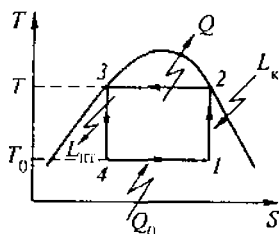


Рис. 3.13. Идеальный влажный цикл получения умеренного холода компрессионным способом (обратный цикл Карно)

Холодопроизводительность компрессора  $Q_0$  (в Вт):

$$Q_0 = \lambda_k V_r q_v \quad (3.68)$$

где  $\lambda_k$  – коэффициент подачи компрессора, т. е. отношение действительного объема пара, проходящего через компрессор, к геометрическому объему  $V_r$  (в  $\text{м}^3/\text{с}$ ), описываемому поршнем; значение  $\lambda_k$  может быть найдено по данным рис. 3.16 в зависимости от отношения давления конденсации  $p$  к давлению испарения  $p_0$ ;  $q_v$  – объемная холодопроизводительность (в  $\text{Дж}/\text{м}^3$ ) хладагента, выражаемая через  $\rho_1$  – плотность пара в испарителе и разности энтальпий после дросселирования ( $i_4$ ) и перед сжатием ( $i_1$ ):

$$q_v = \rho_1 (i_1 - i_4) \quad (3.69)$$

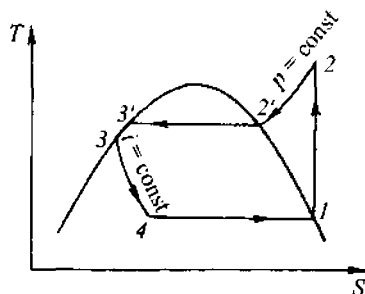
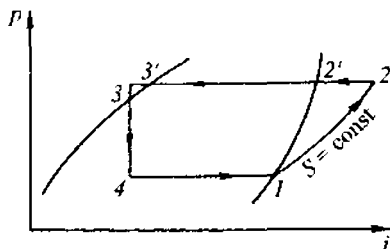


Рис. 3.14. Сухой цикл получения умеренного холода компрессионным способом с переохлаждением жидкого хладагента и его дросселированием

Рис. 3.15. То же в диаграмме  $p - i$



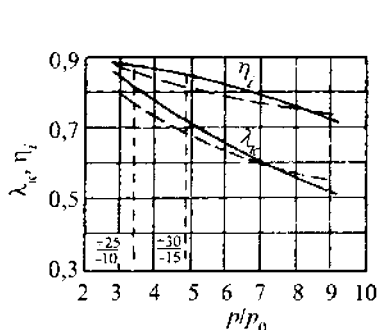


Рис. 3.16. Зависимости индикаторного КПД ( $\eta_i$ ) и коэффициента подачи ( $\lambda_k$ ) компрессора от степени сжатия ( $p/p_0$ ):

сплошные линии – для вертикальных прямоточных аммиачных компрессоров, штриховые – для горизонтальных аммиачных компрессоров двойного действия

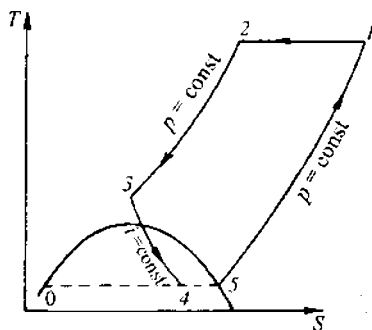


Рис. 3.17. Простой регенеративный цикл (цикл Линде) сжижения воздуха

Пересчет холодопроизводительности  $Q_0$  компрессора на иные условия ( $Q'_0$ ) при одинаковой частоте вращения может быть произведен по формуле

$$\frac{Q_0}{Q'_0} = \frac{q_v \lambda_k}{q'_v \lambda'_k} \quad (3.70)$$

Нормальными условиями работы компрессионной холодильной установки (при одноступенчатом сжатии) принято считать следующие: температура испарения  $-10^\circ\text{C}$  ( $t_4$  на рис. 3.15), температура конденсации  $25^\circ\text{C}$  ( $t_2 = t_3$ ) и температура переохлаждения жидкого хладагента  $15^\circ\text{C}$  ( $t_3$ ).

Действительная мощность  $N$  (в Вт) расходуемая компрессионной холодильной установкой

$$N = L / \eta_i \eta_m \eta_n \eta_d \quad (3.71)$$

где  $L$  – мощность, затрачиваемая на работу холодильного цикла, Вт;  $\eta_i$  – индикаторный КПД компрессора (рис. 3.16), которым учитывается отличие реального процесса сжатия паров хладагента от изоэнтропического;  $\eta_m$  – механический КПД, учитывающий потери, вызываемые трением;  $\eta_n$  – КПД передачи от электродвигателя к компрессору;  $\eta_d$  – КПД электродвигателя.

Для приближенных расчетов можно принимать  $\eta_m = 0,8 \div 0,9$ ;  $\eta_n = \eta_d \approx 95$ .

35. Понижение температуры воздуха до температуры его конденсации при атмосферном давлении (для кислорода  $-176^\circ\text{C}$ , для азота  $-183^\circ\text{C}$ ) может быть осуществлено на основе дроссельного



эффекта Джоуля – Томсона и реализуется несколькими реальными циклами. Базовым процессом является сжижение по простому регенеративному циклу (цикл Линде) (рис. 3.17), согласно которому после изотермического сжатия воздуха от 1 до 200 кгс/см<sup>2</sup> (линия 1–2) производится его изобарическое охлаждение (линия 2–3); далее охлажденный сжатый воздух дросселируется при постоянной энтальпии (линия 3–4); при этом некоторая часть газа сжижается и отводится в качестве готового продукта, а оставшиеся холодные пары направляются в теплообменник, где изобарически нагреваются (линия 5–1), охлаждая сжатый воздух из компрессора.

Удельная холодопроизводительность  $q_0$  (в Дж/кг) цикла Линде

$$q_0 = i_1 - i_2, \quad (3.72)$$

где  $i_1$  и  $i_2$  – удельные энтальпии атмосферного и изотермически сжатого воздуха, Дж/кг.

Доля ожижаемого воздуха

$$x = \frac{q_0 - q_{\text{пот}}}{i_1 - i_0} = \frac{(i_1 - i_2) - q_{\text{пот}}}{i_1 - i_0}, \quad (3.73)$$

где  $i_0$  – удельная энтальпия ожижаемого воздуха, Дж/кг;  $q_{\text{пот}}$  – суммарные потери холода, отнесенные к 1 кг воздуха, Дж/кг.

## ПРИМЕРЫ

**Пример 3.1.** Вычислить плотности тепловых потоков при внутреннем ( $R_{\text{вн}}$ ), наружном ( $R_{\text{нар}}$ ) радиусах цилиндрической стенки, если стационарное распределение (рис. 3.18) температуры поперек однослойной цилиндрической стенки имеет логарифмический характер:

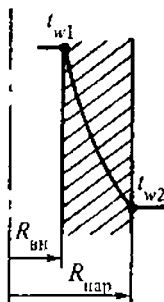
$$t(r) = t_{w1} - \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln(R_{\text{нар}}/R_{\text{вн}})} \ln(r/R_{\text{вн}}).$$

Численные значения получить при  $t_{w1} = 150^\circ\text{C}$ ,  $t_{w2} = 50^\circ\text{C}$ ;  $R_{\text{вн}} = 0,033$  м;  $R_{\text{нар}} = 0,058$  м; материал стенки – шлаковая вата.

**Решение.** Плотности тепловых потоков вычисляются по уравнению (3.1), для чего вначале находится общее выражение для градиента температуры на текущем радиусе:

$$\frac{dt}{dr} = 0 - \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln(R_{\text{нар}}/R_{\text{вн}})} \frac{1}{r},$$

Рис. 3.18. Стационарное распределение температуры поперек цилиндрической стенки (к примеру 3.1)



из которого следует, что значение  $dt/dr$  в цилиндрической стенке убывает с ростом  $r$ .

Плотность теплового потока при текущем радиусе  $r$  согласно (3.1)

$$q = -\lambda \left[ -\frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln(R_{\text{вн}}/R_{\text{нар}})} \cdot \frac{1}{r} \right].$$

Значения  $q$  при  $r = R_{\text{вн}}$  и  $r = R_{\text{нар}}$  определяются соответствующими подстановками:

на внутреннем радиусе

$$q_{\text{вн}} = 0,076 \frac{150 - 50}{\ln(0,058/0,033)} \frac{1}{0,033} = 414 \text{ Вт/м}^2,$$

на наружном радиусе

$$q_{\text{нар}} = 0,076 \frac{150 - 50}{\ln(0,058/0,033)} \frac{1}{0,058} = 235 \text{ Вт/м}^2,$$

где для шлаковой ваты  $\lambda = 0,076 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  согласно табл. XXIII.

Тепловой поток в расчете на 1 м длины трубы оказывается, естественно, одинаковым:

$$Q = q_{\text{вн}} \cdot 2\pi R_{\text{вн}} = 414 \cdot 2\pi \cdot 0,033 = 85,8 = q_{\text{нар}} \cdot 2\pi R_{\text{нар}} = 235 \cdot 2\pi \cdot 0,058 = 85,8 \text{ Вт/м}.$$

**Пример 3.2.** Рассчитать плотности тепловых потоков, переносимых конвекцией в направлении движения а) воды со скоростью  $w_{\text{в}} = 1,2 \text{ м/с}$  и б) атмосферного воздуха со скоростью  $w_{\text{вх}} = 12 \text{ м/с}$  при одинаковых их температурах  $t = 80^\circ\text{С}$ .

**Решение.** Согласно (3.2) для движущейся воды

$$q_{\text{в}} = w_{\text{в}} \rho_{\text{в}} c_{\text{в}} t = 1,2 \cdot 972 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 80 = 391 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2,$$

где плотность воды при  $80^\circ\text{С}$   $\rho_{\text{в}} = 972 \text{ кг/м}^3$  (табл. III) и удельная теплоемкость воды  $c_{\text{в}} = 4,19 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  согласно номограмме IX.

Для воздуха

$$q_{\text{вх}} = w_{\text{вх}} \rho_{\text{вх}} c_{\text{в}} t = 12 \cdot 1,00 \cdot 0,721 \cdot 10^3 \cdot 80 = 692 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2,$$

где плотность воздуха при  $t = 80^\circ\text{С}$  и атмосферном давлении определяется по уравнению газового состояния

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{M_{\text{вх}}}{22,4} \frac{p}{\Pi} \frac{273}{273+t} = \frac{29}{22,4} \frac{1,013 \cdot 10^5}{1,013 \cdot 10^5} \frac{273}{273+80} = 1,00 \text{ кг/м}^3;$$

$M_{\text{вх}} = 29 \text{ кг/кмоль}$  — молярная масса воздуха;  $\Pi = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$  — нормальное атмосферное давление;  $p$  — давление воздуха, Па; удельная теплоемкость воздуха при постоянном объеме  $c_{\text{в}} = 0,721 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  (см. табл. IV).

Таким образом, за счет значительной плотности воды и ее большой теплоемкости переносимая ею теплота здесь в 560 раз превышает теплоту, конвективно переносимую воздухом, несмотря на большую скорость движения воздуха.

**Пример 3.3.** Рассчитать плотности тепловых потоков, излучаемых в окружающее полупространство поверхностью асбеста при температурах 50 °С и 500 °С и поверхностью алюминия при тех же температурах.

**Решение.** По закону Стефана–Больцмана (3.3):  
для поверхности асбеста ( $\varepsilon = 0,96$  согласно табл. XXIX)

$$q_{50} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,96(273 + 50)^4 = 586 \text{ Вт/м}^2,$$

$$q_{500} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,96(273 + 500)^4 = 19\,700 \text{ Вт/м}^2;$$

для поверхности алюминия ( $\varepsilon = 0,06$  согласно табл. XXIX)

$$q_{50} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,06(273 + 50)^4 = 36,7 \text{ Вт/м}^2,$$

$$q_{500} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,06(273 + 500)^4 = 1220 \text{ Вт/м}^2.$$

**Пример 3.4.** Цилиндрический аппарат диаметром  $D = 2,5$  м и высотой  $H = 6$  м покрыт слоем асбестовой теплоизоляции толщиной  $\delta = 100$  мм. Температуры внутренней и наружной поверхностей изоляции  $t_{w1} = 150$  и  $t_{w2} = 45$  °С. Определить тепловой поток, теряемый через слой изоляции.

**Решение.** Относительно тонкий слой изоляции позволяет считать его плоским. Средний диаметр слоя изоляции на цилиндрической поверхности  $D_{ср} = [D + (D + 2\delta)]/2 = [2,5 + (2,5 + 2 \cdot 0,100)]/2 = 2,6$  м. Поверхность теплопередачи

$$F = \pi D_{ср} H + 2 \cdot \pi (D + 2\delta)^2/4 = \pi \cdot 2,6 \cdot 6 + 2 \cdot \pi (2,5 + 2 \cdot 0,100)^2/4 = 60,4 \text{ м}^2.$$

Тепловой поток, проходящий через изоляцию, при теплопроводности асбеста  $\lambda = 0,151$  Вт/(м · К) (табл. XXIII):

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}) F = \frac{0,151}{0,100} (150 - 45) 60,4 = 9,57 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

**Пример 3.5.** Определить плотность теплового потока через плоскую трехслойную стенку, состоящую из стальной стенки толщиной  $\delta_{ст} = 16$  мм, огнеупорной кирпичной кладки  $\delta_{к} = 125$  мм и слоя асбеста  $\delta_{а} = 75$  мм, при температуре внутренней поверхности стальной стенки  $t_{w1} = 700$  °С и температуре наружной поверхности асбеста  $t_{w2} = 50$  °С.

**Решение.** Используется формула (3.7):

$$q = \frac{700 - 50}{0,016/46,5 + 0,125/1,05 + 0,075/0,151} = 1055 \text{ Вт/м}^2,$$

где  $\lambda_{ст} = 46,5$ ;  $\lambda_{к} = 1,05$ ;  $\lambda_{а} = 0,151$  Вт/(м · К) (табл. XXIII). Слагаемые в знаменателе соответствуют значениям термических сопротивлений каждой из стенок.

**Пример 3.6.** Аппарат сферической формы из нержавеющей стали имеет внутренний радиус 320 мм и наружный радиус 360 мм. Внутри имеется слой эмали толщиной 5 мм, а снаружи аппарат покрыт слоем стекланной ваты толщиной 60 мм. Температура внутренней поверхности слоя эмали  $t_{w1} = 440^\circ\text{C}$  и наружной поверхности теплоизоляции  $t_{w2} = 55^\circ\text{C}$ . Определить тепловой поток, проходящий через трехслойную стенку.

**Решение.** Используется формула (3.9):

$$Q = \frac{4\pi(440-55)}{\frac{1}{0,98} \left( \frac{1}{0,320-0,005} - \frac{1}{0,320} \right) + \frac{1}{17,5} \left( \frac{1}{0,320} - \frac{1}{0,360} \right) + \frac{1}{0,055} \left( \frac{1}{0,360} - \frac{1}{0,360+0,060} \right)} = 660 \text{ Вт},$$

где 0,98; 17,5 и 0,055 – теплопроводность эмали, нержавеющей стали и стекловаты, Вт/(м · К) (табл. XXIII). Слагаемые в знаменателе соответствуют термическим сопротивлениям отдельных сферических стенок.

**Пример 3.7.** Определить значение коэффициента теплопроводности нитробензола при  $120^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Расчет производится по формуле (3.10), для чего находится удельная теплоемкость нитробензола  $c = 1380 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  (табл. XXI). Плотность нитробензола при  $30^\circ\text{C}$  (табл. III)  $\rho = 1200 \text{ кг}/\text{м}^3$ . Тогда

$$\lambda_{30} = 4,22 \cdot 10^{-8} \cdot 1380 \cdot 1200 (1200/123)^{1/3} = 0,149 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}),$$

где  $A = 4,22 \cdot 10^{-8}$  для неассоциированных жидкостей;  $M = 123 \text{ кг}/\text{кмоль}$  – молярная масса нитробензола.

Теплопроводность нитробензола при  $120^\circ\text{C}$  определяется по формуле (3.11) при  $\kappa = 1,0 \cdot 10^{-3}$ :

$$\lambda_{120} = 0,149 [1 - 1,0 \cdot 10^{-3} (120 - 30)] = 0,136 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

**Пример 3.8.** Определить теплопроводность сухого воздуха при  $300^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Расчет производится по формуле (3.13):

$$\lambda = 1,9 \cdot 0,733 \cdot 10^3 \cdot 0,028 \cdot 10^{-3} = 0,039 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Здесь  $B = 1,9$  для двухатомного воздуха; удельная теплоемкость воздуха при постоянном объеме  $c_v$  определяется из известного значения показателя адиабаты  $c_p/c_v = 1,41$ :  $c_v = c_p/1,41 = 1,03 \cdot 10^3/1,41 = 0,733 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $c_p = 1,03 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – удельная теплоемкость сухого воздуха при  $300^\circ\text{C}$ , найденная по данным табл. XXII; динамическая вязкость воздуха определяется по номограмме (рис. IV):  $\mu = 0,028 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

**Пример 3.9.** Вычислить теплопроводность газовой смеси следующего состава (по объему): водород — 50 %, оксид углерода — 40 %, азот — 10 %.

**Решение.** Поскольку правило аддитивности здесь неприменимо, то для приближенного расчета используется формула (3.13).

Значения теплофизических свойств компонентов смеси при 0 °С находятся из табл. IV, а состав газовой смеси рассчитывается в массовых долях.

Компонент	$\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup>	$c_v \cdot 10^3$ , Дж/(кг · К)	$k = c_p/c_v$	$\mu \cdot 10^{-3}$ , Па · с
Водород	0,09	10,14	1,41	0,00842
Оксид углерода	1,25	0,75	1,41	0,0166
Азот	1,25	0,75	1,41	0,0170

Компонент	Объемная доля, %	Масса, кг	Массовая доля, %
Водород	50	$50 \cdot 0,09 = 4,50$	6,70
Оксид углерода	40	$40 \cdot 1,25 = 50,0$	74,6
Азот	10	$10 \cdot 1,25 = 12,5$	18,7
Итого	100	67,0	100

Удельная теплоемкость  $c_v$  для смеси газа вычисляется по правилу аддитивности:

$$c_v = 0,067 \cdot 10,14 \cdot 10^3 + 0,746 \cdot 0,75 \cdot 10^3 + 0,187 \cdot 0,75 \cdot 10^3 = \\ = 1,38 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг · К)}.$$

Динамическая вязкость смеси газов  $\mu_{см}$  находится по формуле (1.6) и по данным рис. IV:

$$\mu_{см} = \frac{0,5 \cdot 2 + 0,4 \cdot 28 + 0,1 \cdot 28}{0,5 \cdot 2 / 0,00842 + 0,4 \cdot 28 / 0,0166 + 0,1 \cdot 28 / 0,017} \cdot 10^{-3} = \\ = 0,0156 \cdot 10^{-3} \text{ Па · с}.$$

Вычисляется коэффициент  $B$  в формуле (3.13):

$$B = 0,25(9 \cdot 1,41 - 5) = 1,92.$$

Теплопроводность смеси газов (формула 3.13):

$$\lambda_{см} = 1,9 \cdot 1,38 \cdot 10^3 \cdot 0,0156 \cdot 10^{-3} = 0,0409 \text{ Вт/(м · К)}.$$

**Пример 3.10.** Теплоизоляция печи состоит из слоя огнеупорного кирпича ( $\delta_1 = 500$  мм) и строительного кирпича ( $\delta_2 = 250$  мм). Температура в печи  $t_{f1} = 1300$  °С, температура воздуха в помещении  $t_{f2} = 25$  °С. Определить: а) потери теплоты через 1 м<sup>2</sup> поверхности стенки; б) температуры внутренней ( $t_{w1}$ ) и наружной ( $t_{w2}$ ) поверхностей кладки и поверхности контакта двух слоев ( $t_m$ ). Коэффициенты теплоотдачи от печных газов к внутренней стенке

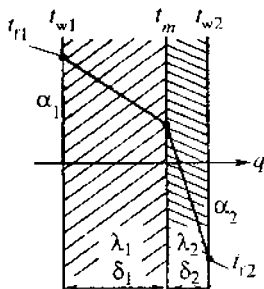


Рис. 3.19. Стационарное распределение температуры поперек двухслойной плоской стенки (к примеру 3.10)

$\alpha_1 = 35,0$  Вт/(м<sup>2</sup> · К) и от наружной поверхности к окружающему воздуху  $\alpha_2 = 16,0$  Вт/(м<sup>2</sup> · К). Теплопроводность огнеупорного кирпича  $\lambda_1 = 1,05$  Вт/(м · К) и строительного кирпича  $\lambda_2 = 0,75$  Вт/(м · К) (табл. XXIII).

**Решение.** Схема двухслойной стенки представлена на рис. 3.19.

а) По формуле (3.53) определяется значение коэффициента теплопередачи в отсутствие термических сопротивлений загрязнений:

$$K = \left( \frac{1}{35,0} + \frac{0,500}{1,05} + \frac{0,250}{0,75} + \frac{1}{16,0} \right)^{-1} = 1,11 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Потери теплоты через 1 м<sup>2</sup> поверхности теплоизоляции

$$q = K(t_{r1} - t_{r2}) = 1,11 (1300 - 25) = 1420 \text{ Вт/м}^2.$$

б) Температура  $t_{w1}$  определяется из уравнения теплоотдачи (3.14):

$$t_{w1} = t_{r1} - q/\alpha_1 = 1300 - 1420/35,0 = 1259 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Аналогично находится температура  $t_{w2}$ :

$$t_{w2} = t_{r2} + q/\alpha_2 = 25 + 1420/16,0 = 114 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура  $t_m$  может быть найдена по формуле (3.7) для любой из двух стенок:

$$t_m = t_{w1} - q(\delta_1/\lambda_1) = 1259 - 1420(0,500/1,06) = 582 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_m = t_{w2} + q(\delta_2/\lambda_2) = 114 + 1420(0,250/0,75) = 582 \text{ }^\circ\text{C}.$$

**Пример 3.11.** Найти максимальную температуру стальной стенки при передаче теплоты от насыщенного водяного пара ( $p_{\text{абс}} = 0,4$  МПа): а) к воздуху при атмосферном давлении; б) к воде. Средние температуры воздуха ( $t_{\text{вх}}$ ) и воды ( $t_{\text{н}}$ ) одинаковы и равны 30 °С. Значения коэффициентов теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара ( $\alpha_{\text{п}}$ ), воздуха ( $\alpha_{\text{вх}}$ ) и воды ( $\alpha_{\text{н}}$ ) принять приближенно по табл. 3.3 (как для турбулентного течения воздуха и воды). Учесть наличие загрязнений с обеих сторон стенки, толщина которой  $\delta_{\text{ст}} = 4$  мм.

**Решение.** По табл. 3.3 принимаются следующие значения коэффициентов теплоотдачи:  $\alpha_{\text{п}} = 10\,000$  Вт/(м<sup>2</sup> · К),  $\alpha_{\text{вх}} = 50$  Вт/(м<sup>2</sup> · К) и  $\alpha_{\text{н}} = 3000$  Вт/(м<sup>2</sup> · К). Тепловые проводимости (табл. XXVI) для водяного пара  $1/r_{\text{т,п}} = 5800$  Вт/(м<sup>2</sup> · К), для воздуха  $1/r_{\text{т,вх}} = 2800$  Вт/(м<sup>2</sup> · К) и для воды среднего качества  $1/r_{\text{т,н}} =$

$= 2400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Теплопроводность стали  $\lambda_{\text{ст}} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  (табл. XXIII). Температура насыщения (конденсации) водяного пара при  $p_{\text{абс}} = 0,4 \text{ МПа}$  (4 атм) находится по табл. ЛП:  $t_{\text{н}} = 143^\circ \text{С}$ .

а) Теплопередача к воздуху.

Коэффициент теплопередачи (формула (3.53)) от пара к воздуху

$$K_{\text{вх}} = \left( \frac{1}{10000} + \frac{1}{5800} + \frac{0,004}{46,5} + \frac{1}{2800} + \frac{1}{50} \right)^{-1} = 48,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Плотность теплового потока от пара к воздуху

$$q_{\text{вх}} = K_{\text{вх}}(t_{\text{н}} - t_{\text{вх}}) = 48,2(143 - 30) = 5440 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Максимальная температура  $t_{\text{ст1}}$  стальной стенки (см. рис. 3.20) имеет место со стороны пара и вычисляется через величину  $q_{\text{вх}}$  и термические сопротивления от пара к левому слою загрязнений и самого этого слоя загрязнений:

$$t_{\text{ст1}} = t_{\text{н}} - q_{\text{вх}}(1/\alpha_{\text{п}} + 1/r_{\text{т.п}}) = 143 - 5440(1/10000 + 1/5800) = 141,5^\circ \text{С}.$$

б) Теплопередача к воде.

Коэффициент теплопередачи от пара к воде ( $K_{\text{в}}$ ) отличается от  $K_{\text{вх}}$  лишь значением последнего термического сопротивления:

$$K_{\text{в}} = \left( \frac{1}{10000} + \frac{1}{5800} + \frac{0,004}{46,5} + \frac{1}{2800} + \frac{1}{3000} \right)^{-1} = 952 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Плотность теплового потока от пара к воде

$$q_{\text{в}} = K_{\text{в}}(t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) = 952(143 - 30) = 107900 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Максимальная температура левой поверхности стальной стенки

$$t_{\text{ст1}} = 143 - 107900(1/10000 + 1/5800) = 123,7^\circ \text{С}.$$

Значения остальных промежуточных температур ( $t_{\text{в1}}$ ,  $t_{\text{ст2}}$ ,  $t_{\text{в2}}$ ) могут быть вычислены аналогично тому, как это сделано в примере 3.10.

**Пример 3.12.** Пары аммиака в количестве  $G = 200 \text{ кг/ч}$  с начальной температурой  $t_{\text{н}} = 95^\circ \text{С}$  конденсируются при давлении 1,19 МПа. Конденсат выходит из аппарата при температуре на 5 К ниже температуры конденсации. Определить необходимый расход воды при ее начальной температуре  $t_{\text{в.п}} = 15^\circ \text{С}$ , если минимальная разность температур теплоносителей допускается в 5 К.

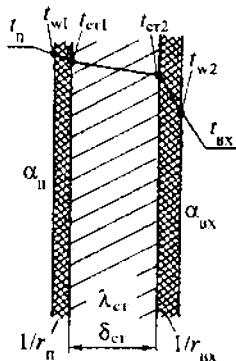


Рис. 3.20. Стационарное распределение температуры поперек трехслойной стенки (к примеру 3.11)

**Решение.** По диаграмме состояния аммиака (рис. XXI) или по данным табл. XLIV определяется температура насыщения (конденсации) аммиака при  $p_{\text{абс}} = 1,19$  МПа, равная  $t_s = 30$  °С. Следовательно, поступающий в аппарат пар аммиака находится в перегретом состоянии, но конденсация пара начинается от места ввода перегретого пара и происходит при постоянной температуре  $t_s$  по всей длине аппарата (при этом полагается, что температура стенки трубы со стороны аммиака по всей длине аппарата ниже температуры насыщения  $t_s$ ). Температура воды на выходе из конденсатора  $t_{\text{в.к}} = t_s - 5 - 5 = 30 - 5 - 5 = 20$  °С.

Теплота охлаждения перегретого пара до температуры конденсации

$$Q_{\text{охл. п}} = Gc_{\text{п}}(t_{\text{п}} - t_s) = \frac{200}{3600} 2,17 \cdot 10^3 (95 - 30) = 7,84 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

где  $c_{\text{п}} = 36,9/17 = 2,17 \cdot 10^3$  Дж/(кг · К) – удельная теплоемкость пара аммиака при его средней температуре  $(95 + 30)/2 = 62,5$  °С (табл. XXII).

Теплота конденсации пара аммиака

$$Q_{\text{конд}} = G(i_{\text{п}} - i_{\text{ж}}) = \frac{200}{3600} (1470 \cdot 10^3 - 323 \cdot 10^3) = 63,6 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

где  $i_{\text{п}}$  и  $i_{\text{ж}}$  – удельные энтальпии насыщенного пара аммиака и жидкого аммиака при  $p_{\text{абс}} = 1,19$  МПа (рис. XXI).

Теплота охлаждения жидкого аммиака

$$Q_{\text{охл. ж}} = Gc_{\text{ж}}(t_{\text{п}} - t_{\text{в}}) = \frac{200}{3600} 4,19 \cdot 10^3 (30 - 25) = 1,16 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

где  $c_{\text{ж}} = 4,19 \cdot 10^3$  Дж/(кг · К) – удельная теплоемкость жидкого аммиака (табл. XXI).

Общий тепловой поток, отдаваемый аммиаком:

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{охл. п}} + Q_{\text{конд}} + Q_{\text{охл. ж}} = 7,84 \cdot 10^3 + 63,6 \cdot 10^3 + 1,16 \cdot 10^3 = 72,6 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Необходимый расход воды при ее удельной теплоемкости  $c_{\text{в}} = 4,19 \cdot 10^3$  Дж/(кг · К) (рис. IX):

$$G_{\text{в}} = Q_{\text{общ}}/[c_{\text{в}}(t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.н}})] = 72,6 \cdot 10^3/[4,19 \cdot 10^3 (20 - 15)] = 3,58 \text{ кг/с}.$$

**Пример 3.13.** Физическая теплота крекинг-остатка используется для подогрева нефти. Сравнить значения средних разностей температур теплоносителей в теплообменнике для случаев прямо- и противотока, если крекинг-остаток имеет начальную и конечную температуры  $t_{\text{кр.н}} = 300$  °С и  $t_{\text{кр.к}} = 200$  °С, а нефть  $t_{\text{нф.н}} = 25$  °С и  $t_{\text{нф.к}} = 175$  °С.



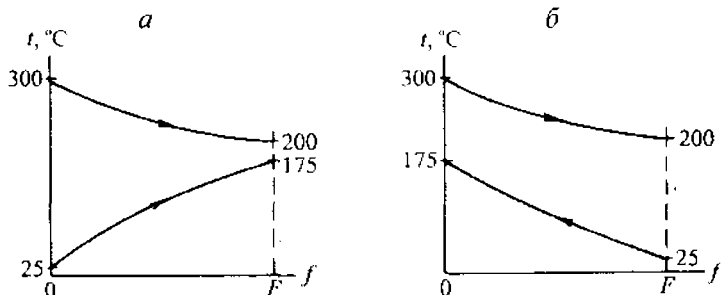


Рис. 3.21. Изменение температур при прямо- (а) и противоточном (б) движении теплоносителей (к примеру 3.13)

**Решение.** При прямоточном движении теплоносителей (рис. 3.21, а) согласно формуле (3.56)

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(300 - 25) - (200 - 175)}{\ln \frac{(300 - 25)}{(200 - 175)}} = 104 \text{ К.}$$

Аналогично при противотоке (рис. 3.21, б):

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(300 - 175) - (200 - 25)}{\ln \frac{(300 - 175)}{(200 - 25)}} = 149 \text{ К.}$$

Таким образом, при одинаковых начальных и конечных температурах теплоносителей противоточное движение дает заметно большую разность температур теплоносителей. Кроме того, противоточное движение в принципе может обеспечить нагрев холодного теплоносителя до температуры, приближающейся к начальной температуре горячего теплоносителя.

**Пример 3.14.** Определить среднюю разность температур теплоносителей в теплообменнике, имеющем два хода в трубном и один ход в межтрубном пространстве (рис. 3.22) при начальной и конечной температурах горячего теплоносителя  $T_{\text{н}} = 80^\circ\text{C}$  и  $T_{\text{к}} = 40^\circ\text{C}$  и начальной и конечной температурах холодного теплоносителя  $t_{\text{н}} = 10^\circ\text{C}$  и  $t_{\text{к}} = 34^\circ\text{C}$ .

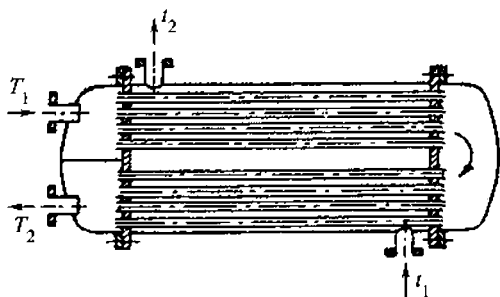


Рис. 3.22. Двухходовой теплообменник без поперечных перегородок в межтрубном пространстве (к примеру 3.14)

**Решение.** Используется формула (3.57), для чего вычисляется температурный коэффициент  $A = \sqrt{(80-40)^2 + (34-10)^2} = 46,6$  К. Разности температур теплоносителей при противоточной схеме движения теплоносителей:  $\Delta t_1 = T_1 - t_2 = 80 - 34 = 46$  К и  $\Delta t_2 = T_2 - t_1 = 40 - 10 = 30$  К. Средняя разность температур теплоносителей в двухходовом теплообменнике (формула (3.57)):

$$\Delta t_{cp} = \frac{46}{\ln \frac{46+30+46,6}{46+30-46,6}} = 32,2 \text{ К.}$$

Проводится сравнительный расчет по общей формуле (3.56) с вычислением корректирующего множителя  $\varepsilon_{\Delta t}$ , для чего определяются (см. рис. VI) температурные симплексы

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{34 - 10}{80 - 10} = 0,343 \quad \text{и} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{80 - 40}{34 - 10} = 1,66.$$

По графику (рис. VI, а) определяется значение  $\varepsilon_{\Delta t} \approx 0,88$ .

Средняя разность температур теплоносителей в случае противотока находится по формуле (3.56):

$$\Delta t_{cp} = \frac{46 - 30}{\ln(46/30)} = 37,5 \text{ К.}$$

Таким образом, для двухходового теплообменника

$$\Delta t_{cp} = 0,88 \cdot 37,5 = 32,9 \text{ К,}$$

что близко к результату (32,2 К), полученному иным методом.

**Пример 3.15.** Определить коэффициент теплоотдачи для воды, проходящей внутри трубы диаметром  $40 \times 2,5$  мм и длиной  $L = 2,0$  м со скоростью  $w = 1,0$  м/с. Средняя температура воды  $t_f = 47,5$  °С; температура внутренней поверхности трубы  $t_w = 95$  °С.

**Решение.** Для выбора расчетной формулы определяется значение критерия Рейнольдса

$$Re = w \rho / \mu = 1,0(0,040 - 2 \cdot 0,0025) 989 / 0,57 \cdot 10^{-3} = 60,8 \cdot 10^3,$$

где плотность  $\rho = 989$  кг/м<sup>3</sup> (табл. XXXV) и динамическая вязкость  $\mu = 0,57 \cdot 10^{-3}$  Па · с (рис. III) воды при  $t_f = 47,5$  °С.

При турбулентном режиме ( $Re > 10^4$ ) используется формула (3.15):

$$Nu = 0,021 \cdot 1 \cdot 60\,800^{0,80} \cdot 3,74^{0,43} (3,74/1,85)^{0,25} = 300,$$

где для  $L/d = 2,0/0,035 = 57$  по данным табл. 3.1  $\varepsilon_L = 1,0$ ;  $Pr = 3,74$  при  $t_f = 47,5$  °С  $Pr_w = 1,85$  при  $t_w = 95$  °С – критерии Прандтля для воды (табл. XXXV).

По значению критерия Нуссельта определяется коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = Nu \lambda / d = 300 \cdot 0,643 / 0,035 = 5,51 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda = 0,643 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность воды при  $t_f = 47,5^\circ \text{C}$  (табл. XXXV).

**Пример 3.16.** Внутри труб внутренним диаметром  $d = 0,053 \text{ м}$  и длиной  $L = 3,0 \text{ м}$  нагревается бензол, перемещающийся со скоростью  $w = 0,080 \text{ м/с}$  и имеющий среднюю температуру  $t_f = 40^\circ \text{C}$ . Температура внутренней поверхности стенки трубы  $t_w = 70^\circ \text{C}$ . Определить коэффициент теплоотдачи от стенки к бензолу.

**Решение.** Определяется значение критерия Рейнольдса

$$Re = w d \rho / \mu = 0,080 \cdot 0,053 \cdot 858 / 0,492 \cdot 10^{-3} = 7400,$$

где  $\rho = 858 \text{ кг/м}^3$  – плотность (табл. III) и  $\mu = 0,492 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость (рис. III) бензола при  $t_f = 40^\circ \text{C}$ .

Для выбора расчетной формулы при  $Re < 10^4$  определяются критерии Gr, Pr и Re при температуре  $(t_f + t_w)/2 = (40 + 70)/2 = 55^\circ \text{C}$ :

$$Gr = \frac{g d^3 \rho^2}{\mu^2} \beta \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,053^3 \cdot 841^2}{(0,413 \cdot 10^{-3})^2} 1,29 \cdot 10^{-3} (70 - 40) = 2,39 \cdot 10^8;$$

$$Pr = c \mu / \lambda = 1,80 \cdot 10^3 \cdot 0,413 \cdot 10^{-3} / 0,140 = 5,31;$$

$$Re = w d \rho / \mu = 0,080 \cdot 0,053 \cdot 841 / 0,413 \cdot 10^{-3} = 8630,$$

где  $\rho = 841 \text{ кг/м}^3$  – плотность (табл. III),  $\mu = 0,413 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость (рис. III),  $\beta = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$  – температурный коэффициент объемного расширения (табл. XXVIII),  $c = 1800 \text{ Дж/(м}^2 \cdot \text{К)}$  – удельная теплоемкость (рис. IX),  $\lambda = 0,140 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность (рис. VIII) бензола при  $55^\circ \text{C}$ .

При значениях произведения  $(GrPr) = 2,39 \cdot 10^8 \cdot 5,31 = 12,7 \times 10^8 > 10^8$  и  $Re > 3500$  для горизонтальных труб приближенно может быть использована корреляционная формула (3.22), а для вертикальных труб – формула (3.23):

$$Nu = 0,022 \cdot 8630^{0,80} \cdot 5,31^{0,40} (0,413 \cdot 10^{-3} / 0,360 \cdot 10^{-3})^{0,14} = 61,6,$$

откуда для горизонтальных труб

$$\alpha_r = Nu \lambda / d = 61,6 \cdot 0,140 / 0,053 = 163 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$Nu = 0,037 \cdot 8630^{0,75} \cdot 5,31^{0,40} (0,413 \cdot 10^{-3} / 0,360 \cdot 10^{-3})^{0,11} = 65,6,$$

откуда для вертикальных труб

$$\alpha_v = Nu \lambda / d = 65,6 \cdot 0,140 / 0,053 = 173 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Здесь  $\mu_w = 0,360 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость бензола при  $t_w = 70^\circ \text{C}$  (рис. III).

**Пример 3.17.** Толуол при средней температуре  $t_f = 30^\circ \text{C}$  проходит по горизонтальным трубам внутренним диаметром  $d = 21 \text{ мм}$  и

длиной  $L = 4,0$  м со скоростью  $w = 0,050$  м/с. Температура внутренней стенки трубы  $t_w = 50$  °С. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки к толуолу.

**Решение.** Определяется режим течения толуола:

$$Re = w d \rho / \mu = 0,050 \cdot 0,021 \cdot 856 / 0,522 \cdot 10^{-3} = 1720,$$

где  $\rho = 856$  кг/м<sup>3</sup> – плотность (табл. III) и  $\mu = 0,522 \cdot 10^{-3}$  Па · с (рис. III) – динамическая вязкость толуола при  $t_f = 30$  °С.

Для выбора расчетной формулы при  $Re < 10^4$  определяются значения критериев Gr, Pr и Re при температуре  $(30 + 50)/2 = 40$  °С.

$$Gr = \frac{g d^3 \rho^2}{\mu^2} \beta \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,021^3 \cdot 847^2}{(0,466 \cdot 10^{-3})^2} 1,11 \cdot 10^{-3} (50 - 40) = 3,33 \cdot 10^6.$$

Здесь  $\rho = 847$  кг/м<sup>3</sup> – плотность (табл. III),  $\beta = 1,11 \cdot 10^{-3}$  К<sup>-1</sup> – температурный коэффициент объемного расширения (табл. XXVIII),  $\mu = 0,466 \cdot 10^{-3}$  Па · с – динамическая вязкость (рис. III) толуола при  $t_f = 40$  °С.

Значение критерия Pr при  $t_f = 40$  °С может быть найдено по номограмме рис. X:  $Pr = 5,7$ .

$$Re = w d \rho / \mu = 0,050 \cdot 0,021 \cdot 847 / 0,466 \cdot 10^{-3} = 1900.$$

Произведение  $(GrPr) = 3,33 \cdot 10^6 \cdot 5,7 = 19,0 \cdot 10^6 > 8 \cdot 10^5$ , поэтому для горизонтальных труб при  $Re < 3500$  используется формула (3.20):

$$Nu = 0,80(1900 \cdot 5,7 \cdot 0,021/4,0)^{0,40} (3,33 \cdot 10^6 \cdot 5,7)^{0,16} \times \\ \times (0,466 \cdot 10^{-3}/0,420 \cdot 10^{-3}) = 21,8,$$

где  $Re = RePr = 1900 \cdot 5,7$ ;  $\mu_w = 0,420 \cdot 10^{-3}$  Па · с – динамическая вязкость толуола при 50 °С (рис. III).

Таким образом, для горизонтальных труб коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки к толуолу ( $\lambda = 0,140$  Вт/(м · К)) – теплопроводность толуола при  $t_f = 40$  °С (рис. VIII):

$$\alpha = Nu \lambda / d = 21,8 \cdot 0,140 / 0,021 = 145 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

**Пример 3.18.** По трубному пространству теплообменника прокачивается водный раствор хлорида кальция (холодильный рассол) (массовая доля  $\text{CaCl}_2$  24,7 %) при средней температуре  $t_f = -20$  °С со скоростью  $w = 0,10$  м/с. Внутренний диаметр труб  $d = 21$  мм, длина  $L = 3,0$  м. Температура внутренней поверхности трубы  $t_w = -10$  °С. Вычислить коэффициент теплоотдачи от стенки к рассолу.

**Решение.** Значение критерия Рейнольдса

$$Re = w d \rho / \mu = 0,10 \cdot 0,021 \cdot 1248 / 10 \cdot 10^{-3} = 262,$$

где  $\rho = 1248$  кг/м<sup>3</sup> – плотность (табл. III) и  $\mu = 10 \cdot 10^{-3}$  Па · с – динамическая вязкость (табл. XLVI) рассола при  $t_f = -20$  °С.

Чтобы выбрать нужную расчетную формулу при  $Re = 262 < 10^4$ , необходимо определить значения критериев Gr, Pr и Re при температуре  $(t_t + t_w)/2 = (-20 + (-10))/2 = -15^\circ C$ :

$$Gr = \frac{g d^3 \rho^2}{\mu^2} \beta \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,021^3 \cdot 1246^2}{(8,13 \cdot 10^{-3})^2} \cdot 0,00361 = 7,70 \cdot 10^3;$$

$$Pr = c \mu / \lambda = 2860 \cdot 8,13 \cdot 10^{-3} / 0,467 = 49,8;$$

$$Re = 0,10 \cdot 0,021 \cdot 1246 / 8,13 \cdot 10^{-3} = 322.$$

Здесь  $\rho = 1246 \text{ кг/м}^3$  — плотность рассола при  $-15^\circ C$  (табл. III);  $\beta \Delta t = (\rho_1 - \rho_2)/\rho_2 = (1248 - 1243,5)/1243,5 = 0,00361$ ;  $\rho_1 = 1248$  и  $\rho_2 = 1243,5 \text{ кг/м}^3$  — плотности рассола при  $t_t = -20^\circ C$  и при  $t_w = -10^\circ C$  (табл. III);  $\mu = 8,13 \times 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — динамическая вязкость (табл. XLVI),  $c = 2860 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  — удельная теплоемкость (табл. XLVIII),  $\lambda = 0,467 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  — теплопроводность (табл. XLVI) рассола при  $-15^\circ C$ .

Произведение  $(GrPr) = 7,7 \cdot 10^3 \cdot 49,8 = 3,84 \cdot 10^5 < 8 \cdot 10^5$  — следовательно, расчетная формула одинакова для вертикальных и для горизонтальных труб (формула (3.18)):

$$Nu = 1,55(16,15 \cdot 10^3 \cdot 0,021/3,0)^{1/3} (8,13 \cdot 10^{-3}/6,27 \cdot 10^{-3})^{0,14} = 7,24,$$

где  $\mu_w = 6,27 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — динамическая вязкость рассола при  $t_w = -10^\circ C$  (табл. XLVI),  $Pe = RePr = 322 \cdot 49,8 = 16,15 \cdot 10^3$ .

Коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к рассолу:

$$\alpha = Nu \lambda / d = 7,24 \cdot 0,467 / 0,021 = 161 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

**Пример 3.19.** Рассчитать значение коэффициента теплоотдачи в условиях предыдущего примера, но при большей скорости рассола  $w = 1,20 \text{ м/с}$ .

**Решение.** Определяется режим течения рассола:

$$Re = w d \rho / \mu = 1,20 \cdot 0,021 \cdot 1248 / (10 \cdot 10^{-3}) = 3150.$$

Значения критериев Gr и Pr при температуре  $-15^\circ C$  остаются прежними, а значение Re при этой температуре соответствует скорости  $w = 1,20 \text{ м/с}$ :

$$Re = 1,20 \cdot 0,021 \cdot 1246 / 8,13 \cdot 10^{-3} = 3850.$$

Значению  $Re = 3850 < 10^4$  соответствует переходный режим течения рассола, и, следовательно, приближенное значение критерия Nu может быть отсчитано по графику (рис. 3.1)

$$Nu = 11,5 Pr^{0,43} (Pr/Pr_w)^{0,25} = 11,5 \cdot 49,8^{0,43} (49,8/39,0)^{0,25} = 65,4,$$

где  $Pr_w = 2874 \cdot 6,27 \cdot 10^{-3} / 0,467 = 39,0$ , а значения удельной теплоемкости (табл. XLVIII)  $c = 2874 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ , динамической вязкости (табл. XLVI)  $\mu = 6,27 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  и теплопроводности (табл. XLVI)  $\lambda = 0,467 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  рассола соответствуют  $t_w = -10^\circ C$ .

Таким образом, коэффициент теплоотдачи к рассолу при его скорости  $w = 1,20$  м/с:

$$\alpha = \text{Nu} \lambda / d = 65,4 \cdot 0,467 / 0,021 = 1460 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**Пример 3.20.** Определить значения коэффициентов теплоотдачи от наружной поверхности труб с внешним диаметром  $d = 44,5$  мм к потоку воздуха для двух случаев: а) поперечное обтекание многорядного шахматного пучка труб под прямым углом со скоростью воздуха в узком сечении  $w = 12$  м/с; б) прохождение воздуха по межтрубному пространству кожухотрубчатого теплообменника с поперечными перегородками при расчетной скорости воздуха в вырезе перегородки также равной 12 м/с (рис. 3.3). Значение средней температуры воздуха  $t_f = 200$  °С и давление в потоке (атмосферное) в обоих случаях одинаковы.

**Решение.** а) Критерий Re при обтекании под прямым углом:

$$\text{Re} = w d \rho / \mu = 12 \cdot 0,0445 \cdot 0,745 / 0,026 \cdot 10^{-3} = 15300,$$

где  $\rho = \rho_0 T_0 / (T_0 + t_f) = 1,29 \cdot 273 / (273 + 200) = 0,745$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воздуха при 200 °С и атмосферном давлении;  $\rho_0 = M_{\text{вх}} / 22,4 = 29 / 22,4 = 1,29$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воздуха при нормальных условиях (0 °С и 760 мм рт. ст.),  $M_{\text{вх}} = 29$  кг/кмоль – молярная масса воздуха;  $\mu = 0,026 \cdot 10^{-3}$  Па · с – динамическая вязкость воздуха при  $t_f = 200$  °С (рис. IV).

При  $\text{Re} > 10^3$  и шахматном расположении труб для двухатомного газа расчет проводится по формуле (3.27):

$$\text{Nu} = 0,356 \cdot 1 \cdot 15300^{0,60} = 115,$$

где  $\epsilon_\phi = 1$  для обтекания труб при  $\phi = 90^\circ$  (см. п. 16).

Значение коэффициента теплоотдачи к воздуху:

$$\alpha = \text{Nu} \lambda / d = 115 \cdot 0,0395 / 0,0445 = 102 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\lambda = 0,0395$  Вт/(м · К) – теплопроводность воздуха при 200 °С (табл. XXV).

б) При движении воздуха в межтрубном пространстве с поперечными перегородками расчет коэффициента теплоотдачи аналогичен предыдущему, но в формулу (3.27) вводится коэффициент, учитывающий переменный угол обтекания труб  $\epsilon_\phi = 0,60$  (см. п. 15, б):  $\alpha = 0,6 \cdot 102 = 61 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

**Пример 3.21.** По трубному пространству вертикального теплообменника, состоящего из 61 трубы диаметром  $32 \times 2,5$  мм и высотой  $H = 1,25$  м, стекает сверху  $V_c = 13,0$  м<sup>3</sup>/ч тетрахлорида углерода со средней температурой  $t_f = 50$  °С. Температура внутренней поверхности труб  $t_w = 24$  °С. Сравнить значения коэффициентов теплоотдачи между внутренней поверхностью трубы и тетрахлоридом углерода в двух случаях: а) пленочное стекание по внут-

ренней поверхности труб; б) стекание при полном заполнении поперечного сечения труб.

**Решение.** а) При пленочном стекании жидкости в зависимости от режима течения пленки коэффициент теплоотдачи определяется по формулам (3.35) или (3.36), в которых физические свойства жидкости берутся при средней температуре пленки  $t_{пл} = (t_f + t_w)/2 = (50 + 24)/2 = 37^\circ\text{C}$ .

Значение критерия Рейнольдса для пленки

$$Re = 4G/(\pi d \mu) = 4 \cdot 5,63 / (61 \pi \cdot 0,027 \cdot 0,77 \cdot 10^{-3}) = 5660,$$

где  $G = V_{ср} \rho = (13,0/3600) \cdot 1562 = 5,63 \text{ кг/с}$  – массовый секундный расход тетрахлорида углерода;  $\mu = 0,77 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость (рис. III) и  $\rho = 1562 \text{ кг/м}^3$  – плотность (табл. III) тетрахлорида углерода при  $t_{пл} = 37^\circ\text{C}$ .

При турбулентном режиме ( $Re > 2000$ ) течения пленки используется расчетная формула (3.35):

$$Nu = 0,010 (78,6 \cdot 10^{12} \cdot 6,0 \cdot 5660)^{1/3} = 13900,$$

где  $Ga = gH^3 \rho^2 / \mu^2 = 9,81 \cdot 1,25^3 \cdot 1562^2 / (0,77 \cdot 10^{-3})^2 = 78,6 \cdot 10^{12}$ ; значение  $Pr = 6,0$  при  $t_{пл} = 37^\circ\text{C}$  находится по номограмме (рис. X).

Значение коэффициента теплоотдачи при пленочном стекании

$$\alpha = Nu \lambda / H = 13900 \cdot 0,109 / 1,25 = 1210 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda = 0,109 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность тетрахлорида углерода при  $t_{пл} = 37^\circ\text{C}$  (рис. VIII).

б) При сплошном заполнении труб скорость течения тетрахлорида углерода

$$w = V_c / (3600 \pi (\pi/4) d^2) = 13,0 / (3600 \cdot 61 \cdot 0,785 \cdot 0,027^2) = 0,103 \text{ м/с}.$$

Значение критерия Рейнольдса

$$Re = w d \rho / \mu = 0,103 \cdot 0,027 \cdot 1536 / 0,65 \cdot 10^{-3} = 6570,$$

где  $\rho = 1536 \text{ кг/м}^3$  – плотность (табл. III) и  $\mu = 0,65 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость (рис. III) тетрахлорида углерода при  $t_f = 50^\circ\text{C}$ .

При  $Re = 6570$  течение потока соответствует переходному режиму и значение критерия  $Nu$  находится по графику (рис. 3.1):

$$Nu = 22,6 \cdot 5,4^{0,43} (5,4/6,6)^{0,25} = 40,0.$$

Здесь  $Pr = 5,4$  и  $Pr_w = 6,6$  – значения критерия Прандтля для тетрахлорида углерода при  $t_f = 50^\circ\text{C}$  и  $t_w = 24^\circ\text{C}$  соответственно (рис. X).

Значение коэффициента теплоотдачи при заполнении сечения труб:

$$\alpha = Nu \lambda / d = 40,0 \cdot 0,100 / 0,027 = 148 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda = 0,100 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность тетрахлорида углерода при  $t_f = 50^\circ\text{C}$  (рис. VIII).

Таким образом, в условиях примера значение  $\alpha$  при стекании тонкой пленки жидкости по вертикальной поверхности почти на порядок больше коэффициента теплоотдачи при относительно медленном движении жидкости по всему поперечному сечению труб.

(По формуле (3.37) может быть определена толщина стекающей пленки:  $\delta = [3 \cdot 5,63 \cdot 0,77 \cdot 10^{-3} / (1562^2 \cdot 9,81 \cdot 61 \pi \cdot 0,027)]^{1/3} = 0,471 \cdot 10^{-3}$  м. Скорость стекания пленки находится по уравнению расхода:

$$w_{\text{пл}} = G / (\rho \pi d \delta) = 5,63 / (1562 \cdot 61 \cdot 3,14 \cdot 0,027 \cdot 0,471 \cdot 10^{-3}) = 1,47 \text{ м/с},$$

что превышает скорость движения жидкости по полному сечению труб почти в 15 раз.)

**Пример 3.22.** Определить коэффициент теплоотдачи в условиях свободной (естественной) конвекции (например, в баке достаточных размеров) изопропилового спирта, имеющего среднюю температуру  $t_f = 60^\circ\text{C}$ . Греющая вода проходит внутри горизонтальных труб внешним диаметром  $d = 30$  мм. Температура наружной поверхности труб  $t_w = 70^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Для выбора конкретного вида расчетного соотношения определяется значение  $(GrPr)$ :

$$Gr = \frac{gd^3\rho^2}{\mu^2} \beta \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,030^3 \cdot 752^2}{(0,80 \cdot 10^{-3})^2} 1,12 \cdot 10^{-3} (70 - 60) = 3,16 \cdot 10^6; \quad Pr = 19,$$

где при определяющей температуре  $t_f = 60^\circ\text{C}$ : плотность изопропилового спирта  $\rho = 752 \text{ кг/м}^3$  (табл. III); его динамическая вязкость  $\mu = 0,80 \times 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (рис. III); температурный коэффициент объемного расширения  $\beta = 1,12 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$  (табл. XXVIII); значение критерия  $Pr$  определено по номограмме (рис. X).

Следовательно,  $(GrPr) = 3,16 \cdot 10^6 \cdot 19 = 60,2 \cdot 10^6 < 10^9$  и расчет проводится по формуле (3.39):

$$Nu = 0,50(3,16 \cdot 10^6 \cdot 19)^{0,25} (19/16,5)^{0,25} = 46,0,$$

где  $Pr_w = 16,5$  при  $t_w = 70^\circ\text{C}$  определен по номограмме (рис. X).

Значение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции

$$\alpha = Nu \lambda / d = 46 \cdot 0,124 / 0,030 = 171 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)},$$

где  $\lambda = 0,124 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$  – теплопроводность изопропилового спирта при  $t_f = 60^\circ\text{C}$  (рис. VIII).

**Пример 3.23.** Требуется вычислить значение коэффициента теплоотдачи от насыщенного пара бензола к наружной поверхности пучка вертикальных труб высотой  $H = 4,0$  м. Температура наружной поверхности стенок  $t_w = 75^\circ\text{C}$ .



**Решение.** Температура насыщения (конденсации) бензола при атмосферном давлении согласно табл. XL  $t_s = 80,2^\circ\text{C}$ , следовательно, пары бензола будут конденсироваться на поверхности труб с температурой  $t_w = 75^\circ\text{C} < t_s = 80,2^\circ\text{C}$  и согласно расчетной формуле (3.42а):

$$\alpha = 1,13 \left( \frac{0,130^3 \cdot 815^2 \cdot 384 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{0,316 \cdot 10^{-3} \cdot 4,0 (80,2 - 75)} \right)^{1/4} = 1075 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где использованы физические свойства жидкого бензола при  $t_s = 80,2^\circ\text{C}$ :  $\lambda = 0,130 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – теплопроводность (рис. VIII),  $\rho = 815 \text{ кг}/\text{м}^3$  – плотность (табл. III),  $\mu = 0,316 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость (рис. III),  $r = 384 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$  – удельная теплота конденсации (табл. XLI).

**Пример 3.24.** Определить значение коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности вертикальных труб диаметром 21 мм к кипящему при атмосферном давлении толуолу. Температура внутренней стенки трубы  $t_w = 128^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Температура кипения толуола  $t_s = 110,6^\circ\text{C}$  (табл. XLII). Коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки труб к кипящему толуолу определяется по формуле (3.44):

$$\alpha = 0,093^3 \frac{0,116^2 \cdot 777}{0,251 \cdot 10^{-3} \cdot 18,35 \cdot 10^{-3} (273 + 110,6)} (128 - 110,6)^3 = 1430 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Здесь теплофизические свойства жидкого толуола при  $t_s = 110,6^\circ\text{C}$ : плотность  $\rho = 777 \text{ кг}/\text{м}^3$  (табл. III), теплопроводность  $\lambda = 0,116 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  (рис. VIII), динамическая вязкость  $\mu = 0,251 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (рис. III), поверхностное натяжение  $\sigma = 18,35 \cdot 10^{-3} \text{ Н}/\text{м}$  (табл. XIX); значение коэффициента  $b$

определено по соотношению (3.44а):  $b = 0,075 + 0,75 \left( \frac{2,90}{777 - 2,90} \right)^{2/3} = 0,093$ ,

где плотность паров толуола вычислена по уравнению состояния идеального газа:  $\rho_n = \frac{92,1 \cdot 273}{22,4(273 + 110,6)} = 2,90 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $92,1 \text{ кг}/\text{кмоль}$  – молярная масса толуола.

**Пример 3.25.** Рассчитать необходимую длину одноходового кожухотрубчатого теплообменника, имеющего 111 стальных труб диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$ , в трубном пространстве которого нагревается метанол от  $t_n = 15$  до  $t_k = 40^\circ\text{C}$ . Горячая вода движется противотоком и охлаждается от  $90$  до  $40^\circ\text{C}$ . Расход метанола  $G = 22,6 \text{ кг}/\text{с}$ , коэффициент теплоотдачи от воды к наружной поверхности труб  $\alpha_n = 940 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , суммарная тепловая проводимость загрязнений стенки трубы  $1/r_c = 1700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , темпера-

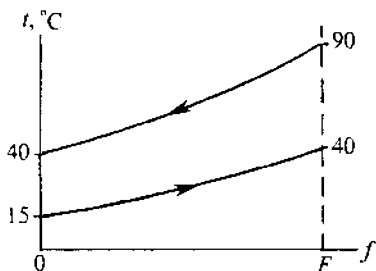


Рис. 3.23. Изменение температур при противоточном движении теплоносителей (к примеру 3.25)

тура внутренней поверхности слоя загрязнений со стороны метанола  $t_w = 38^\circ\text{C}$ .

**Решение.** По формуле (3.56) вычисляется средняя разность температур теплоносителей (рис. 3.23):

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(40 - 15) - (90 - 40)}{\ln [(40 - 15)/(90 - 40)]} = 36,1 \text{ К.}$$

Скорость метанола в трубах находится по уравнению расхода:

$$w = (G/\rho)/[n (\pi/4) d^2] = (22,6/785)/(111 \cdot 0,785 \cdot 0,021^2) = 0,750 \text{ м/с,}$$

где  $\rho = 785 \text{ кг/м}^3$  — плотность метанола (табл. III) при его среднеарифметической температуре  $(15 + 40)/2 = 27,5^\circ\text{C}$ .

Тепловой поток, воспринимаемый метанолом, находится из теплового баланса:

$$Q = Gc(t_x - t_y) = 22,6 \cdot 2520(40 - 15) = 1420 \cdot 10^3 \text{ Вт,}$$

где  $c = 2520 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  — удельная теплоемкость метанола при  $27,5^\circ\text{C}$  (табл. XXI).

Режим течения метанола находится по значению критерия Рейнольдса:

$$\text{Re} = w d \rho / \mu = 0,750 \cdot 0,021 \cdot 785 / 0,53 \cdot 10^{-3} = 23,3 \cdot 10^3.$$

Здесь динамическая вязкость метанола при  $27,5^\circ\text{C}$  (рис. III) равна  $\mu = 0,53 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

Значение критерия Прандтля:

$$\text{Pr} = c\mu/\lambda = 2520 \cdot 0,53 \cdot 10^{-3} / 0,212 = 6,32,$$

где  $\lambda = 0,212 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  — теплопроводность метанола при  $27,5^\circ\text{C}$  (рис. VIII).

При турбулентном режиме течения метанола ( $\text{Re} > 10^4$ ) расчет значения критерия Нуссельта проводится по формуле (3.15), приняв  $\varepsilon_l = 1$ , поскольку наименьшая длина труб кожухотрубчатых теплообменников не превышает 1,0 м, чему соответствует  $L/d = 1000/21 = 47,7$ :

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot 1 \cdot 23 \cdot 300^{0,80} \cdot 6,32^{0,43} (6,32/5,94)^{0,25} = 146,$$

где  $\text{Pr}_w = (c\mu/\lambda)_w = 2520 \cdot 0,48 \cdot 10^{-3} / 0,209 = 5,94$ , где значения  $c$ ,  $\mu$  и  $\lambda$  определены при температуре стенки  $t_w = 38^\circ\text{C}$ .

Значение коэффициента теплоотдачи к метанолу

$$\alpha = \text{Nu} \lambda / d = 146 \cdot 0,212 / 0,021 = 1480 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Значение коэффициента теплопередачи вычисляется как для плоской стенки по формуле (3.53):

$$K = \left( \frac{1}{1480} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{1700} + \frac{1}{940} \right)^{-1} = 438 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\lambda = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  — теплопроводность стали (табл. XXIII).

Необходимая площадь поверхности теплопередачи определяется по формуле (3.52):

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{1420 \cdot 10^3}{438 \cdot 36,1} = 89,7 \text{ м}^2.$$

Длина труб теплообменника находится по их среднему диаметру  $d_{\text{cp}} = 25 - 2 = 23 \text{ мм}$ :

$$L = F / (\pi n d_{\text{cp}}) = 89,7 / (111 \cdot 3,14 \cdot 0,023) = 11,2 \text{ м}.$$

Согласно ГОСТ 15122-79 одноходовые теплообменники с числом труб 111 имеют длину трубчатой части 2; 3; 4 и 6 м. Следовательно, необходимую длину 11,2 м можно обеспечить двумя последовательно соединенными теплообменниками с длиной 6 м для каждого (параллельное соединение уменьшило бы скорость движения толуола и, соответственно, снизило бы значение коэффициента теплоотдачи к толуолу).

**Пример 3.26.** Определить необходимую поверхность и длину трубчатой части двухходового кожухотрубчатого теплообменника (рис. 3.22), в трубном пространстве которого подогревается от  $t_{\text{н}} = 2$  до  $t_{\text{к}} = 90^\circ \text{С}$  воздух при абсолютном давлении 800 мм рт. ст. Объемный расход воздуха при нормальных ( $0^\circ \text{С}$  и 760 мм рт. ст.) условиях  $V_0 = 8500 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Общее число труб диаметром  $38 \times 2 \text{ мм}$  теплообменника  $n = 450$ ; в межтрубном пространстве конденсируется насыщенный водяной пар при абсолютном давлении  $2,0 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ; коэффициент теплоотдачи от пара к наружной поверхности труб  $\alpha_{\text{п}} = 9700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Учесть наличие загрязнений на поверхности труб.

**Решение.** Массовый секундный расход нагреваемого воздуха

$$G = V_0 \rho_0 / 3600 = 8500 \cdot 1,29 / 3600 = 3,04 \text{ кг}/\text{с},$$

где  $\rho_0 = M_{\text{вх}} / 22,4 = 29 / 22,4 = 1,29 \text{ кг}/\text{м}^3$  — плотность воздуха при нормальных условиях,  $M_{\text{вх}} = 29 \text{ кг}/\text{кмоль}$  — молярная масса воздуха. Температура насыщения (конденсации) водяного пара при  $p_{\text{нас}} = 2 \text{ кгс}/\text{см}^2$   $t_{\text{с}} = 119,6^\circ \text{С}$  (табл. LII).

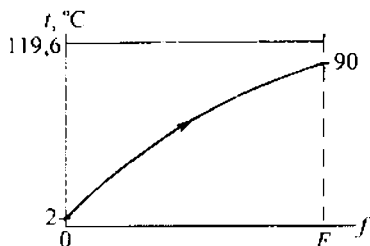


Рис. 3.24. Изменение температуры воздуха, нагреваемого конденсирующимся паром (к примеру 3.26)

Средняя разность температур теплоносителей (рис. 3.24) находится по формуле (3.56):

$$\Delta t_{cp} = \frac{(119,6 - 2) - (119,6 - 90)}{\ln[(119,6 - 2)/(119,6 - 90)]} = 63,8 \text{ К.}$$

Средняя температура воздуха

$$t_{cp} = t_s - \Delta t_{cp} = 119,6 - 63,8 = 55,8 \text{ К.}$$

Плотность воздуха при средних условиях определяется по уравнению газового состояния:

$$\rho = \rho_0 p T_0 / (p_0 T) = 1,29 \cdot 800 \cdot 273 / [760 (273 + 55,8)] = 1,09 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный расход воздуха при средних рабочих условиях

$$V = G / \rho = 3,04 / 1,09 = 2,78 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Скорость воздуха в трубах двухходового теплообменника согласно уравнению расхода

$$w = 2,78 / [(450/2) (\pi/4) 0,034^2] = 15,7 \text{ м/с.}$$

Значение критерия Рейнольдса

$$Re = w d \rho / \mu = 15,7 \cdot 0,034 \cdot 1,09 / 0,020 \cdot 10^{-3} = 29 100,$$

где  $\mu = 0,020 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — вязкость воздуха при  $55,8^\circ \text{C}$  (рис. IV).

При турбулентном режиме движения воздуха ( $Re > 10^4$ ) используется формула (3.17):

$$Nu = 0,018 \cdot 1 \cdot 29 100^{0,80} = 67,4,$$

где принято  $\varepsilon_t = 1$ .

Значение коэффициента теплоотдачи от внутренней стенки трубы к воздуху

$$\alpha = Nu \lambda / d = 67,4 \cdot 0,0284 / 0,034 = 56,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda = 0,0284 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  — теплопроводность воздуха при  $t_{cp} = 55,8^\circ \text{C}$  (табл. XXV).

Тепловой поток, необходимый для нагрева воздуха:

$$Q = Gc (t_k - t_n) = 3,04 \cdot 1,01 \cdot 10^3 (90 - 2) = 270 \cdot 10^3 \text{ Вт,}$$

где  $c = 1,01 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  — удельная теплоемкость воздуха при  $55,8^\circ \text{C}$ .

Значение коэффициента теплопередачи находится по формуле (3.53):

$$K = \left( \frac{1}{9700} + \frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2800} + \frac{1}{56,2} \right)^{-1} = 54,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где второе и четвертое слагаемые соответствуют термическим сопротивлениям загрязнений со стороны пара и воздуха (табл. XXVI);  $\delta = 0,002 \text{ м}$  — толщина стенки трубы;  $\lambda = 46,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  — теплопроводность стали (табл. XXIII).

Необходимая поверхность теплопередачи определяется из уравнения теплопередачи (формула (3.52)):

$$F = \frac{270 \cdot 10^3}{54,3 \cdot 63,8} = 77,8 \text{ м}^2.$$

Поскольку коэффициент теплоотдачи для воздуха много меньше, чем коэффициент теплоотдачи для конденсирующегося пара ( $\alpha = 56,2 \ll 9700 = \alpha_u$ ), то расчетная поверхность труб определяется по их внутреннему диаметру  $d = 0,034 \text{ м}$ . В этом случае длина трубчатки

$$L = F/(\pi d) = 77,8/(450 \cdot 3,14 \cdot 0,034) = 1,62 \text{ м}.$$

По ГОСТ 15121-79 для двухходовых теплообменников с числом труб 450/225 длины трубчатой части составляют 2; 3; 4 и 6 м. Для условий примера можно принять длину труб 2 м, что дает запас теплообменной поверхности  $(2 - 1,62)/1,62 = 0,234 = 23,4 \%$ . Отношение  $L/d = 2000/34 = 59 > 50$ , что оправдывает принятое значение  $\varepsilon_t = 1$ .

**Пример 3.27.** Определить коэффициент теплопередачи и плотность теплового потока в кипятильнике с вертикальными стальными трубами высотой  $H = 4,0 \text{ м}$  и диаметром  $38 \times 2 \text{ мм}$ , где под абсолютным давлением  $0,36 \text{ кгс/см}^2$  при температуре  $t_{\text{кип}} = 80^\circ \text{С}$  кипит 20 %-й водный раствор аммонийной селитры. Насыщенный водяной пар конденсируется при абсолютном давлении  $1,1 \text{ кгс/см}^2$ . Учесть термические загрязнения стенки.

**Решение.** Температура насыщения (конденсации) греющего пара при давлении  $1,1 \text{ кгс/см}^2$  равна  $t_s = 101,7^\circ \text{С}$  (табл. LII).

Разность температур пара и кипящего раствора

$$\Delta t = 101,7 - 80 = 21,7 \text{ К}.$$

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_n$  от конденсирующегося пара к наружной поверхности вертикальных труб находится по формуле (3.42д):

$$\alpha_n = 1,21 \cdot 0,683 \left( \frac{957^2 \cdot 2257 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{0,278 \cdot 10^{-3} \cdot 4,0} \right)^{1/3} q^{-1/3} = 2,17 \cdot 10^5 q^{-1/3}.$$

Здесь теплофизические свойства конденсата (воды) взяты при  $101,7^\circ\text{C}$  из табл. XXXV: теплопроводность  $\lambda = 0,683 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ; плотность  $\rho = 957 \text{ кг}/\text{м}^3$ ; удельная теплота конденсации  $r = 2257 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$ ; динамическая вязкость  $\mu = 0,278 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

Значение коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности трубок к кипящей аммонийной селитре определяется по формуле (3.44):

$$\alpha_k = 0,078 \left( \frac{0,517^2 \cdot 1050}{0,402 \cdot 10^{-3} \cdot 65,3 \cdot 10^{-2} \cdot 353} \right)^{1/3} q^{2/3} = 2,43 q^{2/3}.$$

Здесь теплофизические свойства 20 %-го раствора аммонийной селитры при  $80^\circ\text{C}$  приняты по данным [4.1]: теплопроводность  $\lambda = 0,517 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ; плотность  $\rho = 1050 \text{ кг}/\text{м}^3$ ; динамическая вязкость  $\mu = 0,402 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ; поверхностное натяжение  $\sigma = 65,3 \cdot 10^{-3} \text{ Н}/\text{м}$ . Плотность паров воды при  $80^\circ\text{C}$  и давлении  $0,36 \text{ кгс}/\text{см}^2$   $\rho_p = \frac{18}{22,4} \frac{0,36}{1} \frac{273}{273+80} = 0,224 \text{ кг}/\text{м}^3$ ; значение

коэффициента  $b$  определено по соотношению (3.44a):  $b = 0,075 + 0,75 \times \left( \frac{0,224}{1050 - 0,224} \right)^{2/3} = 0,75$ .

Значение коэффициента теплопередачи

$$K = \left( \frac{1}{2,17 \cdot 10^5 q^{-1/3}} + \frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{2,43 q^{2/3}} \right)^{-1},$$

где  $r_s = 1/5800 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$  — термические сопротивления со стороны пара и со стороны кипящего раствора (табл. XXVI),  $\delta = 0,002 \text{ м}$  и  $\lambda = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  — толщина стенки трубы и теплопроводность стали.

Плотность теплового потока записывается через уравнение теплопередачи:

$$q = K \Delta t = (0,461 \cdot 10^{-5} q^{1/3} + 3,88 \cdot 10^{-4} + 0,412 q^{-2/3})^{-1} \cdot 21,7,$$

которое может быть записано в ином, более удобном виде:

$$0,461 \cdot 10^{-5} q^{1,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} q + 0,412 q^{0,33} - 21,7 = 0.$$

Это уравнение может быть решено, например, графически (рис. 3.25), что дает  $q = 21\,000 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

Значение коэффициента теплопередачи

$$K = q/\Delta t = 21\,000/21,7 = 968 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**Пример 3.28.** Определить необходимую поверхность противоточного теплообменного аппарата, в котором горячее масло (удельная теплоемкость  $c_1 = 1670 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ) в количестве  $3,0 \text{ т}/\text{ч}$  охлаждается от  $t_{1\text{в}} = 100$  до  $t_{1\text{к}} = 25^\circ\text{C}$  холодной жидкостью, нагревающейся от  $t_{2\text{н}} = 20$  до  $t_{2\text{к}} = 40^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплопередачи изменяется с температурой масла согласно данным рис. 3.26.

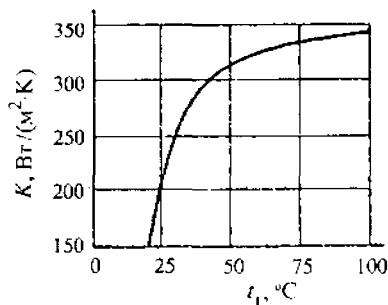
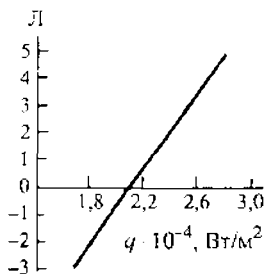


Рис. 3.25. Графический метод решения трансцендентного уравнения для стационарного потока теплоты через стенку (к примеру 3.27):

Л – левая часть уравнения

Рис. 3.26. Изменение коэффициента теплопередачи в зависимости от температуры одного из теплоносителей (к примеру 3.28)

**Решение.** Поскольку значение коэффициента теплоотдачи по условию примера значительно изменяется вдоль поверхности теплопередачи, то использовать уравнение теплопередачи (3.52), справедливое при условии  $K \approx \text{const}$ , здесь не представляется возможным и площадь необходимой поверхности находится по соотношению (3.61).

Значение определенного интеграла может быть определено графически, для чего предварительно находятся данные, необходимые для построения графика подынтегральной функции  $1/[K(t_1 - t_2)]$  в зависимости от температуры  $t_1$  горячего теплоносителя (здесь теплоемкость масла  $c_1$  постоянна по условию примера). Уравнение теплового баланса (3.62а) решается относительно температуры холодного теплоносителя:

$$t_2 = t_{2к} - \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} (t_{1к} - t_1) = 40 - 0,267(100 - t_1),$$

где значение  $G_1 c_1 / (G_2 c_2)$  определено из теплового баланса для всего теплообменника:  $(t_{2к} - t_{2н}) / (t_{1к} - t_{1н}) = (40 - 20) / (100 - 25) = 0,267$ .

Далее при произвольных значениях  $t_1$  в диапазоне  $(t_{1к} - t_{1н})$  вычисляются соответствующие температуры  $t_2$ ; а по графику рис. 3.26 находится значение  $K$  и определяются численные значения подынтегральной функции  $1/[K(t_1 - t_2)]$ . Результаты вычислений сведены в табл. 3.5.

По данным табл. 3.5 строится график (рис. 3.27) и определяется площадь  $S = \int_{t_{1к}}^{t_{1н}} \frac{dt_1}{K(t_1 - t_2)}$ , например, планиметрированием (или

Таблица 3.5

$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$(t_1 - t_2), ^\circ\text{C}$	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$10^4/[K(t_1 - t_2)], \text{м}^2/\text{Вт}$
100	40	60	354	0,47
80	34,7	45,3	350	0,63
60	29,3	30,7	342	0,95
40	24,0	16,0	308	2,30
30	21,3	8,7	232	4,96
25	20,0	5,0	166	12,10

приближенно – по формуле трапеций, или Симпсона), что дает значение  $S = 136 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ . Следовательно, необходимая площадь поверхности теплопередачи согласно формуле (3.61):

$$F = G_1 c_1 S = (3 \cdot 10^3 / 3600) 1,67 \cdot 10^3 \cdot 136 = 18,9 \text{ м}^2.$$

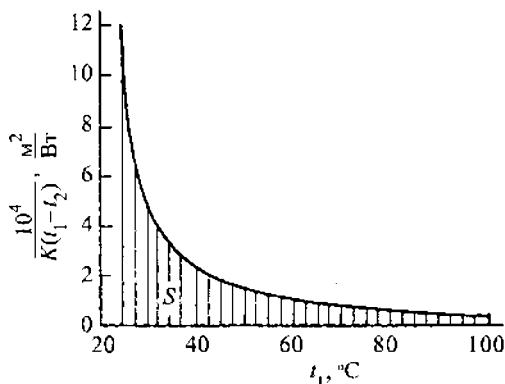
Представляет интерес сравнить площадь поверхности  $F$  с тем ее значением, которое может быть получено расчетом по уравнению теплопередачи (3.52) в предположении  $K = \text{const}$ , т. е. без учета реального условия  $K = \text{var}$ . Средняя разность температур теплоносителей по формуле (3.56):

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(100 - 40) - (25 - 20)}{\ln[(100 - 40)/(25 - 20)]} = 22,2 \text{ К}.$$

Средняя температура охлаждающей жидкости:  $t_{2\text{cp}} = (20 + 40)/2 = 30 ^\circ\text{C}$ . Средняя температура масла находится по формуле (3.59):  $t_{1\text{cp}} = t_{2\text{cp}} + \Delta t_{\text{cp}} = 30 + 22,5 = 52,5 ^\circ\text{C}$ . При этой температуре (согласно рис. 3.26)  $K = 329 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Тепловой поток от масла к охлаждающей жидкости

$$Q = (3000/3600) 1,67 \cdot 10^3 (100 - 25) = 104 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$



Площадь поверхности теплопередачи в случае  $K = \text{const}$ :  $F = 104 \cdot 10^3 / (329 \cdot 22,2) = 14,3 \text{ м}^2$ , что на 23,3 % меньше значения, вычисленного с учетом реального условия  $K = \text{var}$ .

Рис. 3.27. Графический метод решения уравнения теплопередачи при переменном коэффициенте теплопередачи (к примеру 3.28)



**Пример 3.29.** Методом последовательных приближений (итерационным методом) определить плотность теплового потока и необходимую поверхность теплопередачи в горизонтальном кожухотрубчатом теплообменнике, в межтрубном пространстве которого происходит конденсация  $3,9 \cdot 10^3$  кг/ч насыщенного пара бензола при давлении  $1 \text{ кгс/см}^2$ , а выделяющаяся при этом теплота конденсации отводится водой, проходящей по трубам диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$  со скоростью  $0,55 \text{ м/с}$  и нагреваемой от  $t_{2н} = 20$  до  $t_{2к} = 45^\circ\text{С}$ . Среднее число труб в вертикальном ряду теплообменника  $n_p = 9$ .

**Решение.** Поскольку температуры поверхностей стенки трубы неизвестны, а от их значений зависят коэффициенты теплоотдачи при конденсации (разность температур  $\Delta t = t_s - t_w$  в формулах (3.42) – (3.42г) и при конвективном теплообмене (значения  $Pr_w$  или  $\mu_w$  в большинстве формул (3.15)–(3.41)), то в общем случае расчеты приходится проводить итерационным методом.

Температура конденсации бензола при  $p_{\text{абс}} = 1 \text{ кгс/см}^2$   $t_s = 80,2^\circ\text{С}$  (табл. XI). Средняя разность температур бензола и воды согласно формуле (3.56):

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(80,2 - 20) - (80,2 - 45)}{\ln [(80,2 - 20)/(80,2 - 45)]} = 46,6 \text{ К } (^\circ\text{С}).$$

Среднеинтегральная температура воды

$$t_{\text{в, ср}} = t_1 - \Delta t_{\text{ср}} = 80,2 - 46,6 = 33,6^\circ\text{С}.$$

В формулу (3.42г) должно вводиться значение коэффициента  $\varepsilon$ , учитывающего влияние конденсата, стекающего с верхних труб на теплоотдачу на нижних рядах труб; при  $n_p = 9$  и шахматном расположении труб в пучке согласно рис. 3.6  $\varepsilon = 0,666$ .

В качестве первого приближения для температуры стенки со стороны бензола принимается, например,  $t_{\text{wl}} = (t_s + t_{2\text{ср}})/2 = (80,2 + 33,6)/2 = 56,9^\circ\text{С}$ . Тогда по формуле (3.42в) с учетом коэффициента  $\varepsilon$  рассчитывается среднее по всем трубам значение коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара бензола:

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot 0,666 \left( \frac{0,133^3 \cdot 815^2 \cdot 394 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{0,315 \cdot 10^{-3} (80,2 - 56,9) 0,025} \right)^{1/4} = 1,164 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda = 0,133 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность (рис. VIII);  $\rho = 815 \text{ кг/м}^3$  – плотность (табл. III);  $\mu = 0,315 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость жидкого бензола (рис. III) при  $t_s = 80,2^\circ\text{С}$ ;  $r = 394 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  – удельная теплота конденсации пара бензола при  $t_s = 80,2^\circ\text{С}$  (табл. XII).

Поскольку в формуле (3.42в) теплофизические свойства конденсата берутся при средней температуре пленки  $(t_s + t_w)/2$ , а при расчете  $\alpha_1$  они были взяты при  $t_s$ , то это обстоятельство учи-

тывается введением в величину  $\alpha_1$  поправочного множителя  $[(\lambda_w/\lambda)^3 \cdot (\mu/\mu_w)]^{1/3} = [(0,140/0,133)^3 \cdot 0,315 \cdot 10^{-3}/0,404 \cdot 10^{-3}]^{1/3} = 0,988$ , т. е. скорректированное таким образом значение коэффициента теплоотдачи от бензола  $\alpha_1 = 0,988 \cdot 1,164 \cdot 10^3 = 1,15 \cdot 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Плотность теплового потока от конденсирующегося бензола в первом приближении равна

$$q_1 = \alpha_1 (t_s - t_{w1}) = 1,15 \cdot 10^3 (80,2 - 56,9) = 26,7 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура внутренней поверхности тонкостенной стальной трубы  $t_{w2}$  определяется по формуле (3.7), для чего из табл. XXVI находятся гермические проводимости слоев загрязнений: со стороны конденсирующегося органического пара  $1/r_{r1} = 11600$  Вт/(м<sup>2</sup> · К) и со стороны воды среднего качества  $1/r_{r2} = 2900$  Вт/(м<sup>2</sup> · К):

$$t_{w2} = t_{w1} - q_1 (1/r_{r1} + 1/r_{r2} + \delta/\lambda_w) = \\ = 56,9 - 26,7 \cdot 10^3 (1/11600 + 1/2900 + 0,002/46,5) = 44,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Расчетная формула для коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности к потоку воды выбирается в зависимости от значения критерия Рейнольдса:

$$Re = w \rho_2 / \mu_2 = 0,55 \cdot 0,021 \cdot 994 / 0,740 \cdot 10^{-3} = 15,5 \cdot 10^4,$$

где  $\rho_2 = 944$  кг/м<sup>3</sup> — плотность воды (табл. III) и  $\mu_2 = 0,740 \cdot 10^{-3}$  Па · с — динамическая вязкость (рис. III) воды при  $t_{2cp} = 33,6$  °C.

Расчет производится по формуле (3.15) для турбулентного режима ( $Re = 15,5 \cdot 10^4 > 10^4$ ), для чего определяются значения критериев Прандтля при  $t_{w, cp} = 33,6$  °C и при температуре стенки  $t_{w2} = 44,3$  °C:  $Pr = 5,0$  и  $Pr_w = 4,0$  соответственно (рис. X). Значение коэффициента  $\epsilon_i$  для длин труб стандартных кожухотрубчатых теплообменников  $L \geq 1$  м практически всегда может быть принято равным 1. Итак, по формуле (3.15):

$$Nu = 0,021 \cdot 1 (15,5 \cdot 10^4)^{0,80} (5,0)^{0,43} (5,0/4,0)^{0,25} = 101,$$

откуда коэффициент теплоотдачи к воде

$$\alpha_2 = Nu \lambda_2 / d = 101 \cdot 0,620 / 0,021 = 2,96 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda_2 = 0,620$  Вт/(м · К) — теплопроводность воды (рис. VIII) при  $t_{w, cp} = 33,6$  °C.

Плотность теплового потока от внутренней поверхности слоя загрязнений к воде

$$q_2 = \alpha_2 (t_{w2} - t_{2cp}) = 2,96 \cdot 10^3 (44,3 - 33,6) = 31,7 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Различие значений  $q_1$  и  $q_2$  свидетельствует о том, что принятое в качестве первого приближения значение  $t_{w1}$  не соответствует действительному. (При весьма неудачном задании первого при-

ближения для  $t_{w1}$  разность между  $q_1$  и  $q_2$  может быть сколь угодно значительной, вплоть до отрицательного значения  $q_2$ , что соответствует физически нереальному для стационарного процесса результату  $t_{w2} < t_2$ ; при получении таких результатов для второго приближения следует заметно изменить первоначально принятое значение  $t_{w1}$ .)

В данном случае расхождение  $q_1$  и  $q_2$  составляет 17,1 %, а  $q_1 < q_2$ , следовательно, во втором приближении температуру  $t_{w1}$  нужно понизить, чтобы тем самым увеличить значение  $q_1$ .

Для второго приближения принимается  $t_{w1} = 54,0^\circ\text{C}$ , после чего производится расчет, аналогичный предыдущему, но с иными значениями теплофизических свойств бензола, соответствующими новому значению  $t_{w1}$ . Температура  $t_{w2}$  определяется в процессе расчета. В последующем расчете  $\alpha_2$  и  $q_2$  теплофизические свойства воды берутся при  $t_{w2}$ .

Результаты вычислений:

$t_{w1}, ^\circ\text{C}$	56,9	54,0	56,0
$\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	1 150	1 105	1 130
$q_1, \text{Вт}/\text{м}^2$	26 700	28 950	27 300
$t_{w2}, ^\circ\text{C}$	44,3	40,3	43,1
$\alpha_2, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	2 960	2 890	2 940
$q_2, \text{Вт}/\text{м}^2$	31 700	19 300	27 800

Поскольку результат второго приближения привел к еще большему расхождению  $q_1$  и  $q_2$ , но при изменившемся соотношении между ними (теперь  $q_1 > q_2$ ), то для третьего приближения полезно использовать линейную графическую интерполяцию (в иных случаях — экстраполяцию) по результатам первых двух приближений (рис. 3.28), что дает возможность принять для следующего, третьего цикла расчетов  $t_{w1} = 56,0^\circ\text{C}$ . Результаты аналогичных вышеприведенным вычислений при  $t_{w1} = 56,0^\circ\text{C}$  приведены в третьей колонке, из данных которой следует, что различие значений  $q_1$  и  $q_2$  не превышает 2 %, а это вполне приемлемо для практических расчетов, если иметь в виду, что точность корреляционных соотношений для расчетов коэффициентов теплоотдачи обычно не превышает 10 %.

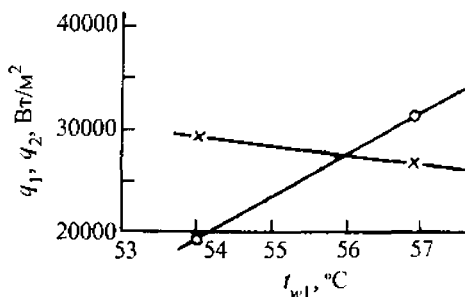


Рис. 3.28. Графический способ определения температуры стенки итерационным методом (к примеру 3.29)

В заключение вычисляется необходимая площадь поверхности теплопередачи  $F$  через найденное значение плотности теплового потока  $q = (q_1 + q_2)/2 = (27\,300 + 27\,800)/2 = 27\,550 \text{ Вт/м}^2$  и общее количество передаваемой теплоты  $Q$ , вычисляемой из теплового баланса (без учета потерь теплоты в окружающую среду):

$$Q = M_1 r_1 = (3,9 \cdot 10^3 / 3600) 394 \cdot 10^3 = 427 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

$$F = Q/q = 427 \cdot 10^3 / 27,55 \cdot 10^3 = 15,2 \text{ м}^2.$$

Здесь может быть произведена проверка полученного значения  $F$  по уравнению теплопередачи (3.52), для чего по уравнению (3.53) и результатам третьего приближения определяется значение коэффициента теплопередачи:

$$K = (1/1130 + 1/11600 + 0,002/46,5 + 1/2900 + 1/2940)^{-1} = 588 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Поверхность теплопередачи

$$F = Q/(K \Delta t_{\text{ср}}) = 427 \cdot 10^3 / (588 \cdot 46,6) = 15,3 \text{ м}^2,$$

что удовлетворительно совпадает с полученным выше значением  $F = 15,2 \text{ м}^2$ .

Необходимый расход воды находится из теплового баланса:

$$G_2 = Q/[c_2 (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}})] = 427 \cdot 10^3 / [4,19 \cdot 10^3 (45 - 20)] = 4,07 \text{ кг/с},$$

где  $c_2 = 4,19 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  — удельная теплоемкость воды при  $t_{2\text{ср}} = 33,6 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. IX).

**Пример 3.30.** Вычислить значение коэффициента теплопередачи и необходимую высоту слоя насадки при охлаждении  $20 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$  воздуха атмосферного давления от  $80$  до  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  в насадочном аппарате диаметром  $2,0 \text{ м}$ , заполненном керамической насадкой  $25 \times 25 \times 3 \text{ мм}$ , по поверхности которой стекает  $18,0 \text{ м}^3/\text{ч}$  воды при средней температуре  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Значение коэффициента теплопередачи  $K$  определяется по формуле (3.48). Средняя разность температур теплоносителей

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(80-15)-(20-15)}{\ln [(80-15)/(20-15)]} = 23,4 \text{ К}.$$

Средняя температура воздуха

$$\bar{t} = 15 + 23,4 = 38,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Скорость воздуха на полное сечение аппарата

$$w_{\text{ф}} = \frac{20 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3 \cdot 1,13(\pi/4) 2,0^2} = 1,57 \text{ м/с},$$

где  $\rho_1 = 1,29 \cdot 273/(273 + 38,4) = 1,13 \text{ кг/м}^3$  — плотность воздуха при нормальном давлении и температуре  $38,4 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$Re_r = 4 \cdot 1,57 \cdot 1,13 / (330 \cdot 1,8 \cdot 10^{-5}) = 1,20 \cdot 10^3,$$

где  $\mu_r = 1,8 \cdot 10^{-5}$  Па · с — динамическая вязкость воздуха при 15 °С (рис. IV),  
 $\sigma = 330$  м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup> — удельная поверхность насадки (табл. XII).

Удельное орошение насадки водой

$$\Gamma = \frac{18,0 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3 (\pi/4) 2,0^2} = 1,59 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

где  $\rho_w = 1 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup> — плотность воды.

$$Re_{ж} = 4 \cdot 1,59 / (330 \cdot 1,14 \cdot 10^{-3}) = 16,9,$$

где  $\mu_{ж} = 1,14 \cdot 10^{-3}$  Па · с — динамическая вязкость воды при 15 °С (рис. III).

$$Ki = 0,010 (1,20 \cdot 10^3)^{0,70} (16,9)^{0,70} 0,72^{1/3} = 8,85,$$

где  $Pr_r = 0,72$  — значение критерия Прандтля для воздуха.

По значению критерия  $Ki$  находится коэффициент теплопередачи

$$K = Ki \lambda_r / d_s = 8,85 \cdot 0,0268 / 0,0085 = 27,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\lambda_r = 0,0268$  Вт/(м · К) — теплопроводность воздуха при 15 °С (табл. XXV);  
 $d_s = 4V_{св}/\sigma = 4 \cdot 0,7/330 = 0,0085$  м — эквивалентный диаметр насадки,  $V_{св} = 0,7$  — доля свободного объема насадки (табл. XII).

Количество теплоты, отдаваемое воздухом:

$$Q = \frac{20 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} 1,01 \cdot 10^3 (80 - 20) = 339 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

где  $c = 1,01 \cdot 10^3$  Дж/(кг · К) — удельная теплоемкость воздуха (табл. IV).

Необходимая поверхность насадки

$$F = Q / (K \Delta t_{ср}) = 339 \cdot 10^3 / (27,9 \cdot 23,4) = 520 \text{ м}^2.$$

Высота слоя насадки

$$H = \frac{520}{(\pi/4) 2,0^2 \cdot 330} = 0,502 \text{ м}.$$

**Пример 3.31.** Определить потерю теплоты за счет лучеиспускания  $Q_{\text{л}}$ , а также общую потерю лучеиспусканием и конвекцией  $Q$  от поверхности стального аппарата цилиндрической формы высотой  $H = 2,0$  м и диаметром  $D = 1,0$  м. Размеры помещения  $10 \times 6 \times 4$  м. Температура стенки аппарата  $t_1 = 70$  °С, температура воздуха и стенок помещения  $t_2 = 20$  °С.

**Решение.** Поскольку стенки помещения полностью охватывают выпуклую поверхность цилиндрического аппарата, то используется формула (3.49а). Определяются площади излучающих поверхностей: цилиндрического аппарата  $F_1 = \pi DH + 2(\pi/4)D^2 = 3,14 \cdot 1,0 \cdot 2,0 + 2(3,14/4)1,0^2 = 7,85$  м<sup>2</sup>, стенок, потолка и пола

$F_2 = 2(10 \cdot 6 + 10 \cdot 4 + 6 \cdot 4) = 248 \text{ м}^2$ . Поскольку  $F_2 \ll F_1$ , то в формуле (3.50) второе слагаемое в знаменателе оказывается пренебрежимо малым (при не слишком малом значении  $\varepsilon_2$ ):

$$Q_{\pi} = 5,67 \cdot 0,85 \left[ \left( \frac{273+70}{100} \right)^4 - \left( \frac{273+20}{100} \right)^4 \right] 7,85 = 2490 \text{ Вт},$$

где  $\varepsilon_1 = 0,85$  — степень черноты стали (табл. XXIX).

Конвективная теплоотдача от поверхности аппарата происходит за счет естественной конвекции воздуха около вертикальной цилиндрической поверхности стенки; при этом полагается, что интенсивность теплоотдачи от плоских поверхностей аппарата приблизительно равна интенсивности теплоотдачи от цилиндрической поверхности.

Определяется значение критерия Грасгофа:

$$\text{Gr} = gH^3 \rho^2 \beta \Delta t / \mu^2 = 9,81 \cdot 2,0^3 \cdot 1,2^2 (1/273) / (70 - 20) / (0,020 \cdot 10^{-3})^2 = 5,16 \cdot 10^{10},$$

где  $\rho = 1,29 \cdot 273 / (273 + 20) = 1,20 \text{ кг/м}^3$  — плотность воздуха при  $t_s = 20^\circ \text{C}$ ,  $\beta = 1/273 \text{ К}^{-1}$  — температурный коэффициент объемного расширения воздуха;  $\mu = 0,020 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — динамическая вязкость воздуха при  $20^\circ \text{C}$ .

Значение  $(\text{GrPr}) = 5,16 \cdot 10^{10} \cdot 0,72 = 3,71 \cdot 10^{10} > 10^9$ , следовательно, значение критерия Нуссельта определяется по формуле (3.41):

$$\text{Nu} = 0,15 (5,16 \cdot 10^{10} \cdot 0,72)^{0,33} \cdot 1 = 500,$$

где для двухатомного воздуха  $\text{Pr} = 0,72$  и  $(\text{Pr}/\text{Pr}_w) = 1$ .

Коэффициент теплоотдачи от поверхности аппарата к воздуху

$$\alpha = \text{Nu} \lambda / H = 500 \cdot 0,023 / 2,0 = 5,75 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тепловой поток, отводимый естественно конвектирующим воздухом:

$$Q_{\kappa} = \alpha (t_1 - t_2) F_1 = 5,75 (70 - 20) 7,85 = 2260 \text{ Вт}.$$

Суммарно отводимый тепловой поток

$$Q_{\kappa} + Q_{\pi} = 2260 + 2490 = 4750 \text{ Вт}.$$

По формуле (3.51) возможна приближенная оценка общего эффективного коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_{\text{общ}} = 9,7 + 0,07 (70 - 20) = 13,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Общий тепловой поток, отводимый от стенки:

$$Q_{\text{общ}} = 13,2 (70 - 20) 7,85 = 5200 \text{ Вт},$$

что на 9 % больше значения, полученного отдельным определением лучистого и конвективного теплоотвода.

**Пример 3.32.** Определить температуру наружной стенки слоя изоляционного материала (асбеста) и плотность теплового потока, если температура внутренней поверхности асбеста  $220^\circ\text{C}$ , толщина слоя 80 мм, а температура окружающего воздуха  $25^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Записывается условие равенства плотностей тепловых потоков поперек теплоизоляционного слоя и от его наружной поверхности к воздуху:

$$(\lambda/\delta)(220 - t_{w2}) - [9,74 + 0,070(t_{w2} - 25)](t_{w2} - 25).$$

Квадратное уравнение решается относительно искомой температуры наружной поверхности теплоизоляции:

$$(t_{w2} - 25) = -\frac{9,74 + 0,151/0,080}{0,07 \cdot 2} \pm \sqrt{\left(\frac{9,74 + 0,151/0,080}{0,07 \cdot 2}\right)^2 - \frac{0,151}{0,080}(220 - 25)/0,07} = 27,2 \text{ К},$$

где  $\lambda = 0,151 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность асбеста (табл. XXIII).

Откуда  $t_{w2} = 25 + 27,2 = 52,2^\circ\text{C}$ .

Плотность теплового потока через стенку

$$q = (0,151/0,080)(220 - 52,2) = [(9,74 + 0,070 \cdot 27,2) 27,2] = 317 \text{ Вт/м}^2.$$

**Пример 3.33.** Определить среднюю температуру пластины из текстолита толщиной  $2R = 20$  мм и продольным размером  $L = 240$  мм при охлаждении ее от начальной температуры  $t_0 = 80^\circ\text{C}$  двухсторонним потоком атмосферного воздуха с температурой  $t_f = 10^\circ\text{C}$  и скоростью  $7,5 \text{ м/с}$  через  $\tau = 7$  мин после начала процесса охлаждения.

**Решение.** Предварительно находится значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от наружных поверхностей пластины по формулам, соответствующим течению теплоносителя вдоль плоской поверхности (рис. 3.29), для чего сначала вычисляется значение критерия Рейнольдса

$$\text{Re} = w L \rho / \mu = 7,5 \cdot 0,240 \cdot 1,24 / 0,018 \cdot 10^{-3} = 1,24 \cdot 10^5,$$

где  $\rho = 1,29 \cdot 273 / (273 + 10) = 1,24 \text{ кг/м}^3$  – плотность и  $\mu = 0,018 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость воздуха при  $10^\circ\text{C}$  (рис. III).

При  $\text{Re} = 1,24 \cdot 10^5 < 5 \cdot 10^5$  используется расчетная формула (3.33):

$$\text{Nu} = 0,66 (1,24 \cdot 10^5)^{0,50} \cdot 0,72^{0,43} \cdot 1 = 202,$$

где для двухатомного газа  $\text{Pr} = 0,72$  и  $\text{Pr}/\text{Pr}_w = 1$  для любых газов.

Значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = \text{Nu} \lambda_a / L = 202 \cdot 0,0251 / 0,240 = 21,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda_a = 0,0251 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность воздуха при  $10^\circ\text{C}$  (табл. XXV).

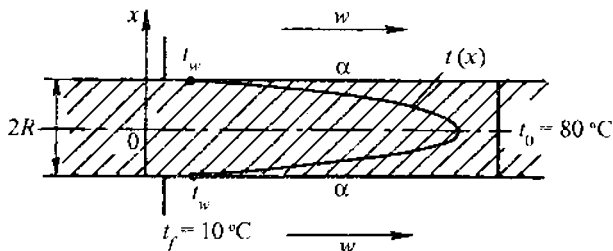


Рис. 3.29. Нестационарное распределение температуры при симметричном охлаждении плоской пластины (к примеру 3.33)

В критериях подобия Био и Фурье для задач нестационарной теплопроводности определяющим размером является полутолщина пластины (радиусы цилиндра или шара), а теплофизические свойства – это свойства твердого тела:

$$Bi = \alpha R / \lambda = 21,2 \cdot 0,010 / 0,244 = 0,870,$$

$$Fo = \alpha \tau / R^2 = 0,120 \cdot 10^{-6} \cdot 7 \cdot 60 / 0,010^2 = 0,503,$$

где  $\lambda = 0,244 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность текстолита (табл. XXIII);  $\alpha = \lambda / (c\rho) = 0,244 / (1,47 \cdot 10^3 \cdot 1,38 \cdot 10^3) = 0,120 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – температуропроводность;  $c = 1,47 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  – удельная теплоемкость (табл. XX) и  $\rho = 1,38 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$  – плотность (табл. I) текстолита.

По значениям критериев  $Bi = 0,870$  и  $Fo = 0,503$  из рис. 3.11 находится относительное количество теплоты, отданной телом к моменту  $\tau$ :  $Q/Q_0 \approx 0,30$ . Следовательно, средняя температура  $\bar{t}$  текстолитовой пластины определится из соотношения  $0,30 = (t_0 - \bar{t}) / (t_0 - t_f)$ , откуда  $\bar{t} = 80 - 0,30(80 - 10) = 59 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Пример 3.34.** Определить температуру на поверхности и в центре шаровой частицы из активированного угля радиусом  $R = 5 \text{ мм}$ , которая охлаждается в течение 30 с от равномерной температуры  $t_0 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  воздухом, имеющим скорость  $w = 0,60 \text{ м/с}$  и температуру  $t_f = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Плотность, удельная теплоемкость и теплопроводность угля  $\rho = 700 \text{ кг/м}^3$ ,  $c = 840 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  и  $\lambda = 0,20 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  соответственно.

**Решение.** Коэффициент теплоотдачи от поверхности к воздуху может быть определен по корреляционной формуле  $Nu = 2 + 0,03Re^{0,54}Pr^{0,33} + 0,35Re^{0,58}Pr^{0,35}$  [3.5], для чего вычисляется значение критерия  $Re$

$$Re = w d \rho / \mu = 0,60 \cdot 2 \cdot 0,005 \cdot 1,18 / 0,018 \cdot 10^{-3} = 393,$$

где  $\rho = 1,29 \cdot 273 / (273 + 25) = 1,18 \text{ кг/м}^3$  – плотность и  $\mu = 0,018 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость воздуха при  $t_f = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ .



### Значение критерия Нуссельта

$$Nu = 2 + 0,03 (393)^{0,54} 0,72^{0,33} + 0,35 (393)^{0,58} 0,72^{0,35} = 13,1.$$

### Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = Nu \lambda_v / d = 13,1 \cdot 0,023 / (2 \cdot 0,005) = 30,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda_v = 0,023 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  — теплопроводность воздуха при  $25^\circ\text{C}$ .

### Значения критериев Био и Фурье

$$Bi = \alpha R / \lambda = 30,1 \cdot 0,005 / 0,20 = 0,755,$$

$$Fo = a \tau / R^2 = 0,34 \cdot 10^{-6} \cdot 30 / 0,005^2 = 0,408,$$

где  $a = \lambda / (c\rho) = 0,20 / (840 \cdot 700) = 0,34 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  — температуропроводность угля.

Корни характеристического уравнения  $\operatorname{tg} \mu = \mu / (1 - Bi)$  могут быть найдены любым приближенным способом:  $\mu_1 = 0,773$ ;  $\mu_2 = 3,36$ ;  $\mu_3 = 6,40$ ;  $\mu_4 = 9,5$ .

По решению (3.64) при  $r = R$  определяется относительная избыточная температура на поверхности частицы:

$$\begin{aligned} \frac{100 - t(R; 30)}{100 - 25} = 1 - 2 \left[ \frac{\sin 0,773 - 0,773 \cos 0,773}{0,773 - \sin 0,773 \cos 0,773} \times \right. \\ \times \frac{\sin(0,773 \cdot 1)}{0,773 \cdot 1} \exp(-0,773^2 \cdot 0,408) + \\ + \frac{\sin 3,36 - 3,36 \cos 3,36}{3,36 - \sin 3,36 \cos 3,36} \frac{\sin(3,36 \cdot 1)}{3,36 \cdot 1} \exp(-3,36^2 \cdot 0,408) + \\ \left. + \frac{\sin 6,4 - 6,4 \cos 6,4}{6,4 - \sin 6,4 \cos 6,4} \frac{\sin(6,4 \cdot 1)}{6,4 \cdot 1} \exp(-6,4^2 \cdot 0,408) + \dots \right] = 0,42, \end{aligned}$$

откуда  $t(R; 30) = 100 - 0,42(100 - 25) = 68,5^\circ\text{C}$ .

Температура в центре шара  $t(0; 30)$  находится аналогично с заменой  $\frac{\sin(\mu_i r / R)}{\mu_i r / R}$  на единицу:  $\frac{100 - t(0; 30)}{100 - 25} = 0,33$ . Откуда  $t(0; 30) = 100 - 0,33(100 - 25) = 75,3^\circ\text{C}$ .

**Пример 3.35.** Определить эффективность (холодильный коэффициент) компрессионной установки, работающей по обратному циклу Карно, при температуре испарения  $-20^\circ\text{C}$  и конденсации хладагента  $25^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Значение холодильного коэффициента обратного цикла Карно не зависит от вида хладагента и согласно формуле (3.66):

$$\varepsilon = \frac{273 - 20}{(273 + 25) - (273 - 20)} = 5,62.$$

Значение  $\varepsilon > 1$  показывает, что при затрате единицы внешней работы количество теплоты, передаваемое с низкого температурного уровня на высокий, может превышать 1 (в данном примере 5,62).

**Пример 3.36.** Для фреоновой холодильной установки холодопроизводительностью  $Q_0 = 60$  кВт, работающей по сухому циклу с переохлаждением жидкого хладагента и его дросселированием, определить удельную холодопроизводительность, значение холодильного коэффициента, отводимый в конденсаторе тепловой поток, и необходимую поверхность теплопередачи конденсатора, расход циркулирующего в установке хладагента ( $G_x$ ), необходимый расход воды в конденсаторе и потребляемую компрессором мощность при температуре испарения фреона-12  $t_1 = -30^\circ\text{C}$ , температуре его конденсации  $t_2 = 25^\circ\text{C}$ , температуре переохлаждения  $t_3 = 21^\circ\text{C}$ ; температурах воды на входе и выходе из конденсатора  $t_{в.к} = 15^\circ\text{C}$  и  $t_{н.к} = 18^\circ\text{C}$ ; коэффициент теплопередачи в конденсаторе  $K = 2400$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

**Решение.** Для сухого цикла с переохлаждением (рис. 3.12, 3.15) по диаграмме состояния фреона-12 (рис. XXII) определяются все необходимые для расчетов параметры хладагента:  $i_1 = 133,5$  ккал/кг = 566 кДж/кг при  $t_1 = -30^\circ\text{C}$ ;  $i_2 = 141,3$  ккал/кг = 592 кДж/кг при  $t_2 = 25^\circ\text{C}$  и определяем по диаграмме давления конденсации  $p = 6,7$  кгс/см<sup>2</sup>;  $i_3 = i_4 = 106$  ккал/кг = 444 кДж/кг.

Удельная холодопроизводительность хладагента (формула (3.69)):

$$q_0 = i_1 - i_4 = 566 - 444 = 122 \text{ кДж/кг.}$$

Значение холодильного коэффициента (формула (3.67)):

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{566 - 444}{592 - 566} = 4,69.$$

Количество отводимой в конденсаторе теплоты в расчете на 1 кг циркулирующего фреона

$$q = i_2 - i_3 = 592 - 444 = 148 \text{ кДж/кг.}$$

Расход циркулирующего в установке хладагента

$$G_x = Q_0/q_0 = 60/122 = 0,492 \text{ кг/с.}$$

Тепловой поток, отводимый от охлаждающегося и конденсирующегося в конденсаторе фреона:

$$Q = qG_x = 148 \cdot 0,492 = 72,9 \text{ кВт.}$$

Необходимая теоретическая мощность на реализацию цикла

$$L = G_x(i_2 - i_1) = 0,492(592 - 566) = 12,8 \text{ кВт.}$$

Действительная мощность, потребляемая установкой, согласно формуле (3.71):

$$N = 12,8 / (0,81 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,95) = 20,6 \text{ кВт},$$

где индикаторный КПД цикла  $\eta_i = 0,81$  приближенно принят по рис. 3.16, как и для аммиачного вертикального прямооточного компрессора при  $p/p_0 = 6,7/1,03 = 6,5$ ;  $p_0 = 1,03 \text{ кгс/см}^2$  — давление испарения фреона-12 взято по диаграмме состояния при  $t_1 = -30^\circ\text{C}$ .

Находится значение средней движущей разности температур фреона и воды. Полагая, что конденсация перегретого пара хладагента происходит практически по всей поверхности трубок аппарата и пренебрегая незначительным участком переохлаждения на  $25 - 21 = 4 \text{ К}$  для одноходового конденсатора

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_2 - t_{в,н}) - (t_2 - t_{в,к})}{\ln [(t_2 - t_{в,н}) / (t_2 - t_{в,к})]} = \frac{(25 - 15) - (25 - 18)}{\ln [(25 - 15) / (25 - 18)]} = 8,4 \text{ К}.$$

Площадь поверхности теплопередачи конденсатора  $F$  определяется по уравнению теплопередачи:

$$F = Q / (K \Delta t_{cp}) = 729 \cdot 10^3 / (2400 \cdot 8,4) = 36,2 \text{ м}^2.$$

**Пример 3.37.** Определить холодопроизводительность аммиачного вертикального компрессора при температуре испарения  $-25^\circ\text{C}$ , температуре конденсации  $30^\circ\text{C}$  и температуре переохлаждения  $25^\circ\text{C}$ , если при нормальных условиях он имеет холодопроизводительность  $Q_0 = 175 \text{ кВт}$ .

**Решение.** Пересчет холодопроизводительности производится по формуле (3.70).

Определяются значения  $q_v$ ,  $q'_v$ ,  $\lambda$  и  $\lambda'$ , для чего из  $T$ - $S$  диаграммы состояния аммиака (рис. XXI) находятся необходимые энтальпии:  $i_1 = 1430$ ,  $i_4 = 251 \text{ кДж/кг}$  при нормальных условиях (температуры испарения  $t_1 = -10^\circ\text{C}$ , конденсации  $-t_3 = 30^\circ\text{C}$  и переохлаждения  $t_3 = 25^\circ\text{C}$ ), а также при рабочих условиях  $i'_1 = 1410$  и  $i'_4 = 299 \text{ кДж/кг}$ . Плотности пара аммиака в испарителе при  $t_1 = -10^\circ\text{C}$  и при  $t'_1 = -25^\circ\text{C}$  определяются по данным табл. XLIV:  $\rho_1 = 2,39$  и  $\rho'_1 = 1,30 \text{ кг/м}^3$  соответственно.

Вычисляются объемные холодопроизводительности при нормальных и рабочих условиях

$$q_v = q_0 \rho_1 = (i_1 - i_4) \rho_1 = (1430 - 251) 2,39 = 2830 \text{ кДж/м}^3,$$

$$q'_v = (i'_1 - i'_4) \rho'_1 = (1410 - 299) 1,30 = 1440 \text{ кДж/м}^3.$$

Отношения давлений конденсации и испарения при нормальных и рабочих условиях (табл. XLIV):  $p/p_0 = 10,2/2,97 = 3,43$  и  $(p/p_0)' = 11,9/1,57 = 7,58$  соответственно.

По рис. 3.16 коэффициенты подачи компрессора  $\lambda = 0,82$  и  $\lambda' = 0,58$ .

Искомая холодопроизводительность компрессора при рабочих условиях

$$Q'_0 = Q_0 \frac{q'_v \lambda'}{q_v \lambda} = 175 \frac{1440 \cdot 0,58}{2830 \cdot 0,82} = 63,0 \text{ кВт.}$$

То есть при возрастании разности между температурами (и, соответственно, давлениями) конденсации и испарения холодопроизводительность компрессора значительно снижается (в данном случае в 3,6 раза).

**Пример 3.38.** Определить расход получаемого жидкого воздуха и затраты мощности при переработке 200 кг/ч сжимаемого до 200 кгс/см<sup>2</sup> воздуха по простому регенеративному циклу Линде. Температура изотермического сжатия воздуха (рис. 3.17) 25 °С. Дросселирование происходит с 200 кгс/см<sup>2</sup> до атмосферного давления (1 кгс/см<sup>2</sup>). Потери холода в окружающую среду 10,7 кДж/м<sup>3</sup> воздуха (при нормальных условиях).

**Решение.** Удельная холодопроизводительность цикла Линде находится по формуле (3.72):

$$q_0 = i_1 - i_2 = 510 - 476 = 34 \text{ кДж/кг,}$$

где удельные энтальпии воздуха  $i_1 = 510$  и  $i_2 = 476$  кДж/кг при  $t = 25$  °С и  $p_1 = 1,0$  и  $p_2 = 200$  кгс/см<sup>2</sup> соответственно (рис. XXIII).

Удельная потеря теплоты в окружающую среду

$$q_{\text{пот}} = 10,7 / 1,29 = 8,31 \text{ кДж/кг,}$$

где 1,29 кг/м<sup>3</sup> – плотность воздуха при нормальных условиях.

Ожижающаяся доля воздуха определяется по формуле (3.73):

$$x = \frac{(510 - 476) - 8,31}{510 - 92} = 0,064,$$

где  $i_0 = 92$  кДж/кг – энтальпия сжиженного воздуха при атмосферном давлении определяется по  $T$ – $S$  диаграмме состояния воздуха (рис. XXIII).

Расход сжижаемого воздуха

$$G_{\text{ж}} = 200 \cdot 0,064 = 12,8 \text{ кг/ч.}$$

Затрачиваемая мощность на компрессию воздуха определяется по формуле изотермического сжатия:

$$N = 1,69 G_{\text{в}} T \ln \frac{p_2}{p_1} = 1,69 \frac{200}{3600} \frac{273 + 25}{1000} \ln \frac{200}{1,0} = 42,5 \text{ кВт.}$$

Удельный расход энергии на 1 кг получаемого жидкого воздуха

$$N_{\text{уд}} = N / G_{\text{ж}} = 42,5 / 12,8 = 3,32 \text{ кВт} \cdot \text{ч/кг.}$$

**Пример 3.39.** Определить необходимую поверхность кожухотрубчатого теплообменного аппарата и расход охлаждающей воды при охлаждении 18 т/ч метанола от 68 до 20 °С. Вода перемещается противотоком и нагревается от 10 до 42 °С. Число труб одноходового теплообменника 21, их диаметр 35×3,5 мм. Температура стенки трубы со стороны жидкого метанола 50 °С. Коэффициент теплоотдачи к воде  $\alpha_w = 1100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

**Решение.** Для вычисления средней по теплообменной поверхности разности температур теплоносителей изменение их температур представляется графически (аналог рис. 3.23), после чего используется формула (3.56):

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(68-42)-(20-10)}{\ln \frac{(68-42)}{(20-10)}} = 16,7 \text{ К (}^\circ\text{C)}.$$

Среднее значение температуры теплоносителя с наименьшим ее изменением:  $\bar{t}_w = (42 + 10)/2 = 26^\circ\text{C}$ . Среднее значение температуры метанола  $\bar{t}_m = \bar{t}_w + \Delta t_{\text{ср}} = 26 + 16,7 = 42,7^\circ\text{C}$ .

Определяется отдаваемая метанолом теплота

$$Q = Gc(t_k - t_n) = 18 \frac{1000}{3600} 0,62 \cdot 4190(68 - 20) = 623 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

где  $c = 0,62 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – теплоемкость метанола при 42,7 °С (рис. IX).

Скорость движения метанола внутри теплообменных трубок вычисляется по уравнению расхода

$$w = V_w/S = 18 \frac{1000}{3600} / 770/(21 \cdot 0,785 \cdot 0,028^2) = 0,502 \text{ м/с},$$

где  $770 \text{ кг/м}^3$  – плотность метанола при 42,7 °С (табл. III).

Выбор расчетной формулы для определения коэффициента теплоотдачи от метанола производится по значению критерия Рейнольдса:

$$\text{Re} = wdp/\mu = 0,502 \cdot 0,028 \cdot 770/0,45 \cdot 10^{-3} = 2,41 \cdot 10^4,$$

где  $\mu = 0,45 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – вязкость метанола при 42,7 °С (рис. III).

При развитом турбулентном режиме течения метанола внутри трубок следует использовать корреляционную формулу (3.15):

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot 1 \cdot 24100^{0,8} \cdot 5,1^{0,43} (5,1/5,0)^{0,25} = 136,$$

где  $c_l = 1$  для длинных трубок теплообменных аппаратов;  $\text{Pr} = 5,1$  и  $\text{Pr} = 5,0$  – значения критерия Прандтля для метанола при 42,7 и 50 °С соответственно (рис. X).

Вычисляется коэффициент теплоотдачи от метанола к внутренней поверхности трубок:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d = 136 \cdot 0,209 / 0,028 = 1020 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda = 0,209 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность метанола при  $42,7^\circ\text{C}$  (рис. VIII).

Определяется значение коэффициента теплопередачи от метанола к воде (формула (3.53)):

$$K = 1/(1/\alpha + \delta/\lambda + 1/\alpha_w) = 1/(1/1020 + 0,0035/46,5 + 1/1100) = 508 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda = 46,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность стали (табл. XXIII).

Поверхность теплопередачи, обеспечивающая передачу поперек стенок необходимого количества теплоты, находится по формуле теплопередачи (3.52):

$$F = Q/(K \cdot \Delta t_{cp}) = 623 \cdot 10^3 / (508 \cdot 16,7) = 73,4 \text{ м}^2.$$

Необходимый расход охлаждающей воды определяется тепловым балансом:

$$G_w = Q/(c_w(t_{w,k} - t_{w,n})) = 623 \cdot 10^3 / (4190(42 - 10)) = 4,65 \text{ кг/с},$$

где  $c_w = 4190 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  – теплоемкость воды при  $t_w = 26^\circ\text{C}$ .

**Пример 3.40.** При атмосферном давлении нагревается  $V = 6000 \text{ м}^3/\text{ч}$  воздуха (объемный расход отнесен к  $0^\circ\text{C}$  и  $760 \text{ мм рт. ст.}$ ) от  $20$  до  $120^\circ\text{C}$  насыщенным водяным паром. Избыточное давление пара  $6 \text{ кгс/см}^2$ , влажность  $3\%$ . Определить необходимую поверхность теплопередачи одноходового кожухотрубчатого теплообменника с  $120$  трубками диаметром  $38 \times 2 \text{ мм}$  и расход греющего пара. Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к наружной поверхности трубок  $\alpha_{т,п} = 9500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

**Решение.** Температурная диаграмма процесса аналогична рис. 3.24, где температура конденсации пара при абсолютном давлении  $6 + 1 = 7 \text{ кгс/см}^2$  составляет  $164,2^\circ\text{C}$  (табл. LI).

Средняя разность температур теплоносителей находится по формуле (3.56):

$$\Delta t_{cp} = \frac{(164,2 - 20) - (164,2 - 120)}{\ln \frac{(164,2 - 20)}{(164,2 - 120)}} = 84,7 \text{ К (}^\circ\text{C)}.$$

Средняя температура воздуха  $\bar{t} = 164,2 - 84,7 = 79,5^\circ\text{C}$ .

Количество получаемой воздухом теплоты определяется тепловым балансом:

$$Q = V_{c,0} \cdot \rho_0 (29,2/29)(t_{w,k} - t_{w,n}) = \frac{6000}{3600} \cdot 1,29 \cdot \frac{29,2}{29} (120 - 20) = 219 \text{ кВт},$$

где  $29,2 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$  – молярная теплоемкость воздуха (табл. XXII);  $29 \text{ кг/кмоль}$  – молярная масса воздуха;  $1,29 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха при нормальных условиях ( $0^\circ\text{C}$  и  $760 \text{ мм рт. ст.}$ ).

Объемный расход воздуха пересчитывается от нормальных условий к условиям примера (атмосферное давление и  $\bar{t} = 79,5^\circ\text{C}$ ):

$$V_c = V_{c,0} \frac{P_0}{P} \frac{273 + t}{273} = \frac{6000}{3600} \frac{760}{760} \frac{273 + 79,5}{273} = 2,15 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость перемещения воздуха внутри трубок

$$w = V_c / S = 2,15 / (120 \cdot 0,785 \cdot 0,034^2) = 19,8 \text{ м/с}.$$

Значение критерия Рейнольдса  $Re = wd\rho/\mu = 19,8 \cdot 0,034 \times 1,00 / 0,021 \cdot 10^{-3} = 3,21 \cdot 10^3$ , где плотность воздуха находится по уравнению состояния идеального газа  $\rho = \rho_0 T / T = (29/22,4) 273 / (273 + 79,5) = 1,00 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu = 0,021 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – вязкость воздуха при  $79,5^\circ\text{C}$  (рис. IV),  $22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$  – объем одного киломоля любого газа при нормальных условиях согласно закону Авогадро.

При турбулентном течении газа внутри трубок критерий Нуссельта может быть определен по формуле (3.17):

$$Nu = 0,021 \cdot 1 \cdot 32100^{0,8} = 84,6,$$

где  $\varepsilon_l = 1$  для относительно длинных трубок.

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к внутренней поверхности трубок:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d = 84,6 \cdot 0,031 / 0,034 = 77,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda = 0,031 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность воздуха при  $79,5^\circ\text{C}$  (табл. XXV).

Находится значение коэффициента теплопередачи от пара к воздуху

$$K = 1 / (1/\alpha_{r,l} + \delta/\lambda + 1/\alpha) = 1 / (1/9500 + 0,002/46,5 + 1/77,1) = 76,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda = 46,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность стали (табл. XXIII).

Необходимая поверхность теплопередачи

$$F = Q / (K \cdot \Delta t_{cp}) = 219 \cdot 10^3 / (76,2 \cdot 84,7) = 33,9 \text{ м}^2.$$

Расход конденсирующегося водяного пара, требующийся для заданного нагрева воздуха

$$D = Q / (r_{r,l} \cdot \chi) = 219 \cdot 10^3 / (2075 \cdot 10^3 \cdot 0,97) = 0,109 \text{ кг/с},$$

где  $r_{r,l} = 2075 \text{ кДж/кг}$  – удельная теплота конденсации водяного пара при заданном его давлении (табл. LII) и степень сухости пара  $\chi = 1 - 0,03 = 0,97$ .

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

3.1. Вычислить градиент температуры поперек плоской бетонной стенки толщиной 250 мм, если температуры ее внутренней и наружной поверхностей равны  $25^{\circ}\text{C}$  и  $-20^{\circ}\text{C}$ . Определить также плотность теплового потока по закону теплопроводности Фурье и по формуле (3.7).

3.2. Вычислить плотность теплового потока, температуры поверхностей контакта и градиенты температуры поперек трехслойной стенки, состоящей из слоев эмали, конструкционной стали и асбестовой изоляции, толщины которых 0,7; 12 и 25 мм соответственно. Температура внутренней поверхности слоя эмали  $185^{\circ}\text{C}$ , а наружного слоя асбеста  $45^{\circ}\text{C}$ . Результаты представить графически.

3.3. Определить плотность конвективных тепловых потоков, которые переносятся в направлении движения: а) парами этанола атмосферного давления при скорости движения 0,90 м/с (теплоемкость паров этанола  $c_p = 3,22 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ ); б) жидким этанолом, скорость движения которого 0,10 м/с. Температуры обоих потоков одинаковы и равны температуре кипения этанола при атмосферном давлении.

3.4. Сравнить плотности конвективных тепловых потоков, переносимых жидким бутиловым спиртом при его скорости 0,050 м/с и температуре  $50^{\circ}\text{C}$  и его парами при скорости 1,30 м/с, температуре  $200^{\circ}\text{C}$  и абсолютном давлении  $2 \text{ кгс}/\text{см}^2$ .

3.5. Вычислить плотности лучистых тепловых потоков, излучаемых поверхностью кирпичной кладки и поверхностью, покрытой алюминиевым лаком при  $87^{\circ}\text{C}$ .

3.6. Сравнить тепловые потоки, излучаемые поверхностью  $3 \text{ м}^2$  окисленного и оцинкованного железа при температурах  $40^{\circ}\text{C}$  и  $200^{\circ}\text{C}$ .

3.7. Как увеличится термическое сопротивление стенки стальной трубы диаметром  $38 \times 2,5 \text{ мм}$ , если покрыть ее слоем эмали толщиной 0,5 мм?

3.8. Определить тепловой поток, теряемый паропроводом диаметром  $51 \times 2,5 \text{ мм}$  и длиной 40 м, покрытым слоем теплоизоляции толщиной 30 мм, имеющей теплопроводность  $0,116 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$ ; температура наружной поверхности изоляции  $45^{\circ}\text{C}$ , внутренней поверхности трубы  $175^{\circ}\text{C}$ .

3.9. Вычислить часовую потерю холода с одного погонного метра стальной трубы диаметром  $60 \times 3 \text{ мм}$ , изолированной слоями пробки толщиной 30 мм и совелита толщиной 40 мм. Температуры внутренней поверхности трубы  $-110^{\circ}\text{C}$  и наружной поверхности совелита  $10^{\circ}\text{C}$ .



**3.10.** Вычислить теплопроводность: а) жидкого хлороформа при 20 °С; б) диоксида серы при 160 °С и атмосферном давлении; в) 25 %-го водного раствора хлорида кальция при 30 °С.

**3.11.** При атмосферном давлении испаряется 1650 кг/ч толуола, подаваемого в кипятильник при температуре кипения. Определить необходимый расход греющего водяного пара: а) сухого насыщенного при избыточном давлении 0,40 МПа; б) перегретого до 250 °С,  $p_{изб} = 0,40$  МПа. Принять удельную теплоемкость перегретого водяного пара  $c = 2,14$  кДж/(кг·К). Конденсат греющего пара отводится при температуре конденсации.

**3.12.** До какой температуры можно нагреть 2 т раствора, если расход глухого пара давлением  $p_{изб} = 3$  кгс/см<sup>2</sup> составил 200 кг за 2,5 ч? Расход теплоты на нагрев массы аппарата и на потери в окружающую среду составил 2,03 кВт. Начальная температура раствора 10 °С. Удельная теплоемкость раствора 2,50 кДж/(кг·К).

**3.13.** Определить тепловой поток, передаваемый в конденсаторе, где при атмосферном давлении конденсируется 850 кг/ч пара сероуглерода. Пар поступает при 90 °С, жидкий сероуглерод выходит переохлажденным на 8 К. Удельная теплоемкость пара 0,67 кДж/(кг·К).

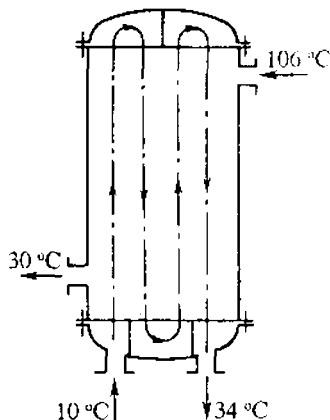
**3.14.** В кожухотрубчатый конденсатор поступает 120 кг/ч сухого насыщенного пара диоксида углерода под давлением  $p_{абс} = 60$  кгс/см<sup>2</sup>. Жидкий диоксид углерода выходит из конденсатора при температуре конденсации (21 °С). Начальная температура воды 10 °С, конечная температура воды на 5 К ниже температуры конденсации. Определить необходимый расход воды.

**3.15.** Определить изменение коэффициентов теплопередачи в теплообменном аппарате, изготовленном из стальных труб с толщиной стенки 3 мм, если на поверхности труб отложится слой водяного камня толщиной 2 мм: а) в водяном холодильнике для газа, в котором  $\alpha_r = 58$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\alpha_b = 580$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); б) в выпарном аппарате, в котором  $\alpha_{r,н} = 11600$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\alpha_p = 2780$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

**3.16.** Определить плотность теплового потока в атмосферном испарителе толуола, если стальные трубы толщиной 4 мм с обеих сторон покрыты слоями ржавчины толщиной 0,6 мм каждый. Обогрев производится насыщенным водяным паром с избыточным давлением 3 кгс/см<sup>3</sup>. Термическими сопротивлениями теплоотдачи со стороны пара и толуола пренебречь. Стенки считать плоскими.

**3.17.** Выходящий из выпарного аппарата концентрированный раствор с температурой 106 °С используется для подогрева исходного раствора, поступающего в одноходовой подогреватель с температурой 15 °С и нагревающегося до 50 °С. Концентрированный

Рис. 3.30. Четырехходовый теплообменный аппарат без перегородок в межтрубном пространстве (к задаче 3.18)



горячий раствор охлаждается до  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Определить средние разности температур теплоносителей для случаев прямоточного и противоточного движения.

**3.18.** Вычислить среднюю разность температур теплоносителей в четырехходовом теплообменнике (рис. 3.30). В межтрубном пространстве, имеющем один ход, охлаждается толуол от  $106\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; по трубам проходит вода, нагреваясь от  $10$  до  $34\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**3.19.** Определить необходимую теплопередающую поверхность противоточного теплообменника, в котором охлаждается  $1930\text{ кг/ч}$  бутилового спирта от  $90$  до  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Охлаждение производится водой, расход которой  $4,21\text{ м}^3/\text{ч}$  и начальная температура  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Коэффициент теплопередачи для теплообменника принять  $K = 230\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ .

**3.20.** Достаточна ли поверхность кожухотрубчатого теплообменника, состоящего из 19 латунных труб диаметром  $18 \times 2\text{ мм}$  и длиной  $1,2\text{ м}$ , для конденсации  $350\text{ кг/ч}$  насыщенного пара этилового спирта при коэффициенте теплопередачи  $K = 700\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ , начальной и конечной температуре воды  $15$  и  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ? Конденсация происходит при атмосферном давлении, переохлаждение конденсата отсутствует.

**3.21.** В трубное пространство кожухотрубчатого одноходового теплообменника, имеющего поверхность теплопередачи  $F = 360\text{ м}^2$ , поступает  $10\text{ т/ч}$  горячего газа с температурой  $560\text{ }^{\circ}\text{C}$  удельной теплоемкостью  $1,05\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ . В межтрубном пространстве очищенный газ колчеданной печи нагревается от  $300$  до  $430\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Потери теплоты составляют  $10\%$  от количества теплоты, получаемой нагреваемым газом. Определить значение коэффициента теплопередачи.

**3.22.** Вычислить значение коэффициента теплопередачи в теплообменнике с поверхностью теплопередачи  $48\text{ м}^2$  при подогреве в нем  $85,5\text{ т/ч}$  воды от  $77$  до  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$  насыщенным водяным паром при  $p_{\text{изб}} = 230\text{ кПа}$ .

**3.23.** Определить необходимую поверхность противоточного теплообменника и расход воды при охлаждении  $0,85\text{ м}^3/\text{ч}$  сероуглерода от температуры кипения под атмосферным давлением до  $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Охлаждающая вода нагревается от  $14$  до  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Коэффициенты

теплоотдачи от сероуглерода  $\alpha_1 = 270 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  и к воде  $\alpha_2 = 720 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . На стальной стенке теплообменника толщиной 3 мм имеются слои накипи и ржавчины, суммарное термическое сопротивление которых  $\sum r_{\tau} = 0,69 \cdot 10^{-3} (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ .

3.24. Вычислить необходимые расходы воды и воздуха и поверхности теплопередачи при конденсации 2,78 кг/с насыщенного пара *n*-гексана при 70 °С без переохлаждения конденсата. Отвод теплоты конденсации производится: а) водой, которая нагревается от 16 до 36 °С; б) воздухом, который нагревается от 25 до 48 °С. Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося сероуглерода для обоих случаев  $\alpha_1 = 1700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а для воды и воздуха – принимаются по табл. 3.3: для воды – при турбулентном течении по трубам, для воздуха – при поперечном обтекании труб. Удельная теплота конденсации гексана 333 кДж/кг.

3.25. Вычислить значение коэффициента теплоотдачи в трубном пространстве одноходового теплообменника, где по 19 трубам диаметром 16 × 2 мм проходит 3,7 т/ч метилового спирта. Начальная и конечная температуры спирта 10 и 50 °С; температура внутренней поверхности труб 60 °С.

3.26. По межтрубному пространству кожухотрубчатого теплообменника параллельно трубам со скоростью 4,6 м/с проходит метан под избыточным давлением 5 кгс/см<sup>2</sup> при средней температуре 75 °С. Определить значение коэффициента теплоотдачи между метаном и наружной поверхностью 37 стальных труб диаметром 18 × 2 мм, заключенных в кожух внутренним диаметром 190 мм.

3.27. Определить коэффициент теплоотдачи между водой и внутренней стенкой трубы диаметром 46 × 3 мм при скорости воды 0,70 м/с и средней ее температуре 46 °С. Температура внутренней поверхности стенки 90 °С.

3.28. Определить коэффициент теплоотдачи между наружной поверхностью труб и воздухом, охлаждаемым при избыточном давлении 0,1 МПа от 90 до 30 °С в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с поперечными перегородками и трубами диаметром 25 × 2 мм, расположенными в шахматном порядке. Скорость воздуха в вырезе перегородки 8,0 м/с.

3.29. Воздух при атмосферном давлении нагревается конденсирующимся насыщенным водяным паром в кожухотрубчатом теплообменнике с трубками диаметром 25 × 2 мм. Средняя температура воздуха 60 °С. Вычислить значения коэффициентов теплопередачи для случаев: а) воздух со скоростью 10 м/с проходит по трубам, а греющий пар конденсируется в межтрубном пространстве; б) воздух проходит по межтрубному пространству со скоростью 10 м/с в вырезе перегородки, а пар конденсируется внутри

труб. Коэффициент теплоотдачи от пара для обоих случаев принять одинаковым и равным  $11,6 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

**3.30.** При теплообмене двух турбулентных потоков для первого и второго потоков  $\alpha_1 = 230$  и  $\alpha_2 = 400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Определить, во сколько раз увеличится значение коэффициента теплопередачи, если скорость первого потока возрастет в 2 раза, а скорость второго – в 3 раза при прочих неизменных условиях. (Термическими сопротивлениями загрязнений и стенки пренебречь.)

**3.31.** Определить значение коэффициента теплоотдачи от 98 %-й серной кислоты, проходящей по кольцевому пространству горизонтального теплообменника "труба в трубе" со скоростью  $0,90 \text{ м/с}$  и со средней температурой  $72^\circ\text{С}$ . Температура поверхности стенки  $58^\circ\text{С}$ . Диаметры труб  $54 \times 4,5$  и  $26 \times 3 \text{ мм}$ .

**3.32.** Вычислить значение коэффициента теплоотдачи для 23,8 %-го раствора хлорида кальция, который со скоростью  $0,50 \text{ м/с}$  проходит по трубному пространству при средней температуре  $-20^\circ\text{С}$ . Температура поверхности трубы, соприкасающейся с раствором,  $-10^\circ\text{С}$ ; диаметр труб  $25 \times 2 \text{ мм}$ , длина  $4,0 \text{ м}$ . Температурный коэффициент объемного расширения раствора принять равным  $0,35 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$ .

**3.33.** Определить коэффициент теплоотдачи при нагреве четыреххлористого углерода, проходящего по трубному пространству горизонтального кожухотрубчатого теплообменника при средней температуре  $26^\circ\text{С}$  и скорости  $0,15 \text{ м/с}$ . Температура внутренней поверхности трубы диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$  равна  $34^\circ\text{С}$ .

**3.34.** Определить коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы длиной  $3,0 \text{ м}$  и диаметром  $0,021 \text{ м}$ , в которой со скоростью  $0,30 \text{ м/с}$  проходит 21,2 %-й раствор хлорида натрия, имеющий температурный коэффициент объемного расширения  $3,5 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1}$  и нагревающийся от  $-15$  до  $-12^\circ\text{С}$ . Температура внутренней стенки трубы  $-6,5^\circ\text{С}$ .

**3.35.** Сравнить значения коэффициентов теплоотдачи от бензола к внутренней поверхности горизонтальной и вертикальной (движение снизу вверх) трубы диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$  и длиной  $4,0 \text{ м}$  при скорости бензола  $0,050 \text{ м/с}$  и его средней температуре  $50^\circ\text{С}$ . Температура внутренней поверхности трубы  $30^\circ\text{С}$ .

**3.36.** Определить коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности горизонтальной трубы внешним диаметром  $76 \text{ мм}$  в условиях естественной конвекции. Средняя температура воды  $25^\circ\text{С}$ , температура поверхности трубы  $45^\circ\text{С}$ .

**3.37.** В условиях естественной конвекции около горизонтальной трубы диаметром  $38 \times 2 \text{ мм}$  охлаждается толуол, имеющий среднюю температуру  $50^\circ\text{С}$ . Температура наружной стенки трубы  $30^\circ\text{С}$ . Определить значение коэффициента теплоотдачи.

3.38. Определить коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности 91 трубы диаметром  $57 \times 3$  мм и высотой 4,0 м при пленочном стекании 14,4 кг/с воды и нагреве ее от 18 до 25 °С. Средняя температура внутренней поверхности труб 26 °С.

3.39. По вертикальной стенке высотой 5,0 м равномерной пленкой стекает 60 %-я серная кислота в количестве 2,1 л/с на 1 м ширины стенки. Средняя температура кислоты 50 °С, поверхности стенки 24 °С. Определить коэффициент теплоотдачи от пленки к поверхности холодильника. Теплопроводность кислоты принять равной 0,43 Вт/(м · К).

3.40. Под атмосферным давлением кипит 20 %-й водный раствор хлорида натрия. Определить коэффициент теплоотдачи от греющей поверхности к раствору при разности их температур 10 К. Теплопроводность раствора 0,658 Вт/(м · К).

3.41. Внутри вертикальных труб высотой 4,0 м под атмосферным давлением кипит толуол. Вычислить коэффициент теплоотдачи к толуолу, если температура внутренней поверхности трубы составляет 125,3 °С.

3.42. Определить среднее по высоте значение коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности вертикальных труб теплообменника, в межтрубном пространстве которого под атмосферным давлением конденсируется насыщенный пар метилового спирта. Высота труб 3,0 м, температура наружной поверхности труб 62 °С.

3.43. Определить среднее значение коэффициента теплоотдачи при конденсации насыщенного водяного пара абсолютным давлением 6,3 кгс/см<sup>2</sup> на наружной поверхности труб шахматного пучка. Наружный диаметр труб 38 мм, расчетное число труб по высоте 11. Температура наружной поверхности труб 152 °С, конденсирующийся пар содержит 0,5% воздуха.

3.44. В трубном пространстве одноходового кожухотрубчатого теплообменника нагревается от 15 до 42 °С 100 %-й метиловый спирт, расход которого 81 т/ч. В межтрубном пространстве противотоком проходит вода, температура которой изменяется от 90 до 40 °С. Коэффициент теплоотдачи от воды к наружной поверхности труб 840 Вт/(м<sup>2</sup> · К). Суммарная термическая проводимость стенки труб и загрязнений составляет 1700 Вт/(м<sup>2</sup> · К); средняя температура внутренней поверхности трубы 38 °С. Число труб 111, их внутренний диаметр 21 мм. Определить необходимую поверхность теплопередачи.

3.45. Определить необходимую поверхность теплопередачи одноходового кожухотрубчатого теплообменника, имеющего 197 труб внутренним диаметром 34 мм, в котором нагревается от 20 до 90 °С воздух при абсолютном давлении 810 мм рт. ст. с расходом  $7,77 \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/ч, считая на нормальные условия. В межтрубном про-

странстве конденсируется насыщенный водяной пар под абсолютным давлением  $2 \text{ кгс/см}^2$  при коэффициенте теплоотдачи к наружной поверхности труб  $10^4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Суммарная термическая проводимость стенки трубы и загрязнений составляет  $1,7 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

3.46. Определить требуемую длину труб одноходового кожухотрубчатого теплообменника, имеющего 111 труб диаметром  $38 \times 2 \text{ мм}$ , и расход греющего водяного пара 94 %-й сухости при нагреве  $5200 \text{ м}^3/\text{ч}$  (при нормальных условиях) воздуха атмосферного давления от 2 до  $90^\circ\text{C}$ . Абсолютное давление конденсирующегося насыщенного пара  $2 \text{ кгс/см}^2$ . Принять коэффициент теплопередачи приближенно равным значению коэффициента теплоотдачи для воздуха.

3.47. Внутри змеевика  $1,5 \text{ т/ч}$  толуола охлаждается от 90 до  $30^\circ\text{C}$  водой, перемещающейся противотоком толуолу и нагревающейся от 15 до  $40^\circ\text{C}$ . Стальная трубка змеевика имеет диаметр  $57 \times 3,5 \text{ мм}$ ; диаметр змеевика 0,40 м. Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стенки трубы к воде составляет  $580 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Определить необходимую длину трубки змеевика и расход охлаждающей воды, если принять суммарное термическое сопротивление стенки трубы и ее загрязнений равным  $0,7 \cdot 10^{-3} (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ , а температуру внутренней поверхности слоя загрязнений  $42^\circ\text{C}$ .

3.48. Определить длину теплообменника типа "труба в трубе", выполненного из труб диаметром  $89 \times 5$  и  $44,5 \times 3,5 \text{ мм}$ , в котором охлаждается от 70 до  $30^\circ\text{C}$   $1900 \text{ кг/ч}$  толуола, проходящего прямооток по межтрубному кольцевому пространству. Вычислить также расход охлаждающей воды (среднего качества), проходящей по внутренней трубе, при изменении ее температуры от 14 до  $21^\circ\text{C}$ . Средняя температура поверхности загрязнений со стороны воды  $20^\circ\text{C}$ .

3.49. Определить температуру наружной поверхности изоляции и потерю теплоты излучением и конвекцией с  $1 \text{ м}^2$  поверхности вертикальной стенки выпарного аппарата. Слой теплоизоляции толщиной 45 мм имеет теплопроводность  $0,12 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ . Температура внутренней поверхности слоя изоляции практически равна температуре кипения раствора ( $120^\circ\text{C}$ ), температура воздуха в помещении  $20^\circ\text{C}$ .

3.50. Аппарат, температура наружной поверхности стальной стенки которого  $500^\circ\text{C}$ , покрыт слоем кирпича толщиной 125 мм и дополнительным слоем теплоизоляции с теплопроводностью 0,68 и  $0,12 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  соответственно. Определить толщину слоя теплоизоляции, необходимую для того, чтобы температура его наружной поверхности была  $50^\circ\text{C}$ ; температура окружающего воздуха  $25^\circ\text{C}$ .

3.51. Определить поверхностную плотность теплового потока, температуры поверхностей стенок, необходимую поверхность теплопередачи и расход воды при охлаждении 3,0 кг/с бензола от 75 до 30 °С в трубном пространстве одноходового кожухотрубчатого теплообменника при скорости бензола в трубах 0,40 м/с. Охлаждающая вода проходит в межтрубном пространстве со скоростью 0,50 м/с в вырезе поперечных перегородок и нагревается от 20 до 40 °С. Размер труб 25 × 2 мм, расположение труб шахматное.

3.52. В трубном пространстве вертикального кипятильника при атмосферном давлении испаряется 10 кг/с ацетона. Насыщенный водяной пар, не содержащий воздуха, конденсируется при абсолютном давлении 2 кгс/см<sup>2</sup> в межтрубном пространстве на наружной поверхности труб высотой 4,0 м и диаметром 25 × 2 мм. Температуру кипения принять без учета гидростатического эффекта. Определить плотность теплового потока, температуры наружной и внутренней поверхностей трубы, необходимые поверхность теплопередачи и расход греющего пара, имеющего влажность 3 %.

3.53. В вертикальной пневмотранспортной трубе высотой 3,0 м перемещаются вверх и одновременно охлаждаются воздухом атмосферного давления и средней температурой 20 °С сферические частицы силикагеля диаметром 1,0 мм и начальной температурой 120 °С. Определить среднюю температуру частиц на выходе из трубы, если они перемещаются с равномерной скоростью 1,7 м/с при скорости воздуха 6,0 м/с. Принять плотность, удельную теплоемкость и теплопроводность силикагеля соответственно 1,1 · 10<sup>3</sup> кг/м<sup>3</sup>; 0,92 кДж/(кг · К) и 0,20 Вт/(м · К). Охлаждение частиц считать симметричным.

3.54. Цилиндрическое изделие из стекла диаметром 12 мм охлаждается поперечным потоком воздуха атмосферного давления, имеющего температуру 20 °С и скорость 6,0 м/с. Определить время, за которое изделие отдает 95 % первоначальной теплоты. Плотность, удельная теплоемкость и теплопроводность стекла 2,5 · 10<sup>3</sup> кг/м<sup>3</sup>; 0,84 кДж/(кг · К) и 0,76 Вт/(м · К).

3.55. Определить плотность лучистого теплового потока, который воспринимает плоская поверхность высушиваемого материала от излучающей поверхности кирпичной кладки. Температура кладки 650 °С, температура поверхности материала 50 °С. Принять степень черноты влажного материала равной 0,85.

3.56. Определить потери теплоты излучением от аппарата, покрытого асбестом, неогнутая наружная поверхность которого имеет температуру 50 °С. Аппарат находится в оштукатуренном помещении размерами 3 × 4 × 3 м.

**3.57.** Вычислить необходимую высоту слоя насадки  $50 \times 50 \times 5$  мм при охлаждении  $27 \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/ч азота от 90 до 25 °С при нормальном давлении водой в количестве 6,5 кг/с. Диаметр аппарата 1,9 м. Расход азота дан при нормальных условиях; начальная температура воды 12 °С.

**3.58.** Определить высоту слоя насадки из круглого гравия размером 42 мм, необходимую для охлаждения  $23 \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/ч воздуха (считая на нормальные условия) от 70 до 20 °С в вертикальном скруббере диаметром 2,2 м. Температура воды на входе в аппарат 18 °С; расход воды 28 т/ч.

**3.59.** Вычислить холодильный коэффициент и мощность, потребляемую холодильной установкой, работающей по обратному циклу Карно. Холодопроизводительность установки 6,4 кВт при температуре испарения -10 °С и температуре конденсации 22 °С.

**3.60.** Определить минимальную затрату работы по обратному циклу Карно и расход воды в конденсаторе при выработке 100 кг/ч льда из воды, температура которой на входе 0 °С. Температура испарения хладагента -5 °С, температура конденсации 25 °С. В конденсаторе вода нагревается от 12 до 20 °С. Удельная теплота кристаллизации воды 335 кДж/кг.

**3.61.** Определить удельную холодопроизводительность и холодильный коэффициент сухого цикла без переохлаждения для аммиака и дифтордихлорметана (фреона-12) при температуре испарения -15 °С и температуре конденсации 30 °С.

**3.62.** Сравнить значения холодильных коэффициентов аммиачной установки при температуре испарения -20 °С и температуре конденсации 30 °С для обратного цикла Карно и для сухого цикла с переохлаждением сконденсированного аммиака до 25 °С.

**3.63.** Необходимо охлаждать  $10^3$  кг/ч этилового спирта от 20 до -15 °С в холодильной установке, работающей по сухому циклу без переохлаждения аммиака. Определить теоретическую мощность компрессора при температурах испарения -25 °С и конденсации 25 °С.

**3.64.** Холодопроизводительность аммиачного горизонтального компрессора при температурах испарения -15 °С и конденсации 25 °С составляет 698 кВт. Определить холодопроизводительность этого компрессора при температурах испарения -5 °С и конденсации 30 °С.

**3.65.** По диаграмме состояния воздуха  $T-S$  определить интегральный эффект Джоуля-Томсона при дросселировании воздуха на атмосферное давление при начальных значениях температуры и давления воздуха: а) 15 °С и 50 кгс/см<sup>2</sup>; б) -50 °С и 50 кгс/см<sup>2</sup>; в) -50 °С и 200 кгс/см<sup>2</sup>.



3.66. Определить затрату энергии на получение 1 кг жидкого воздуха по простому регенеративному циклу при следующих начальных температурах и давлениях воздуха: а) 15 °С и 50 кгс/см<sup>2</sup>; б) 15 °С и 200 кгс/см<sup>2</sup>. Дросселирование в обоих случаях производится до атмосферного давления. Потери холода не учитывать.

3.67. Определить ожижаемую долю воздуха и расход энергии на 1 кг жидкого воздуха в простом регенеративном цикле при начальной температуре воздуха 30 °С и давлении 200 кгс/см<sup>2</sup>. Общие потери холода составляют 10,5 кДж на 1 кг перерабатываемого воздуха.

3.68. Вычислить необходимые значения теплообменной поверхности и расхода воды при охлаждении 20 т/ч бензола от 78 до 20 °С. Вода в одноходовом кожухотрубчатом теплообменнике проходит по межтрубному пространству противотоком по отношению к бензолу и нагревается от 15 до 43 °С. 33 стальные трубки имеют диаметр 25×1,5 мм. Температура внутренней поверхности трубок (со стороны бензола) равна 51 °С. Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубок к воде  $\alpha_b = 1200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

3.69. Вычислить необходимые значения теплопередающей поверхности одноходового кожухотрубчатого теплообменного аппарата и расхода греющего водяного пара при нагревании 90 т/ч толуола от 18 до 110 °С. Толуол проходит по трубному пространству, содержащему 38 трубок диаметром 38×3 мм. Избыточное давление сухого насыщенного пара в межтрубном пространстве 2 атм. Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара  $\alpha_{\text{т.н}} = 11000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Температура внутренней стенки трубок 102 °С.

## ПРИМЕРЫ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ

**Задание 3-1.** В трубном пространстве горизонтального кожухотрубчатого теплообменника нагревается жидкость от температуры  $t_n$  до  $t_k$ .

Исходные данные к заданию 3-1

№ п/п	Жидкость	$t_n, ^\circ\text{C}$	$t_k, ^\circ\text{C}$	$G, \text{ кг/с}$	$p_{\text{г.н}}, \text{ МПа}$	$n$	$z$	$n_p$
1	Бензол	20	70	5,5	0,10	384	6	20
2	Бутанол	25	100	25	0,30	642	6	26
3	Изопропанол	20	70	13	0,10	384	6	20
4	Толуол	20	100	7,0	0,30	642	6	26
5	Уксусная кислота	30	110	17	0,30	642	6	26
6	Тетрахлорид углерода	20	70	8,0	0,10	384	6	20
7	Этанол	20	70	9,0	0,10	384	6	20
8	Ацетон	15	50	2,0	0,10	198	6	14
9	Метанол	20	50	6,0	0,10	384	6	20
10	Сероуглерод	10	40	2,0	0,10	198	6	14

Расход жидкости равен  $G$ . В межтрубное пространство поступает сухой насыщенный водяной пар, не содержащий воздуха. Абсолютное давление греющего пара  $p_{г.п.}$ . Трубы теплообменника имеют диаметр  $25 \times 2$  мм. Общее число труб равно  $l$ . Среднее число рядов труб по вертикали  $n_p$ . Определить поверхность теплопередачи и длину труб для двух случаев:

- 1) теплообменник имеет один ход по трубному пространству ( $z = 1$ );
- 2) теплообменник имеет  $z$  ходов.

Потери тепла пренебречь. Использовать метод последовательных приближений по температурам стенок.

**Задание 3-2.** В трубном пространстве одноходового кожухотрубчатого теплообменника охлаждается жидкость от температуры  $t_{н.}$  до  $t_{к.}$ . Расход охлаждаемой жидкости  $G$ , скорость движения в трубах  $w$ . Охлаждающая вода проходит противотоком по межтрубному пространству со скоростью  $w_в$  в вырезях перегородок и нагревается от температуры  $t_{н.в.}$  до  $t_{к.в.}$ . Диаметр шахматно расположенных труб  $25 \times 2$  мм. Определить плотность теплового потока, температуры поверхностей стенки, необходимую поверхность теплопередачи и расход воды.

### Исходные данные к заданию 3-2

№ п/п	Жидкость	$G$ , кг/с	$w$ , м/с	$t_{н.}$ , °C	$t_{к.}$ , °C	$w_в$ , м/с	$t_{н.в.}$ , °C	$t_{к.в.}$ , °C
1	Бензол	3,5	0,40	75	25	0,50	18	38
2	Толуол	3,2	0,40	95	25	0,60	15	45
3	Этанол	3,0	0,70	75	30	0,50	20	40
4	Метанол	3,0	0,50	60	30	0,60	20	40
5	Бутанол	6,0	1,5	110	30	0,45	15	45
6	Бензол	3,2	0,50	70	25	0,55	15	35
7	Толуол	3,5	0,60	100	40	0,30	20	40
8	Этанол	4,0	1,0	60	30	0,20	15	35
9	Метанол	5,0	0,80	50	20	0,40	15	40
10	Бутанол	3,0	1,0	100	35	0,60	25	30

### ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменные кожухотрубчатые аппараты с неподвижными трубными решетками и с температурными компенсаторами на кожухе используются в тех случаях, когда не возникает необходимости в механической очистке межтрубного пространства. Поэтому в трубное пространство обычно подается тот теплоноситель, который при нагревании или испарении может отлагать на стенках труб нерастворимый осадок, удаляемый только механической очисткой, а в межтрубное пространство подается чистая жидкость или конденсирующий пар.

Расход неочищаемой охлаждающей воды обычно принимается таким, чтобы ее конечная температура не превышала 45–50 °С во избежание значительного отложения растворенных в воде солей (образования накипи). Кожухотрубчатые теплообменные аппараты с неподвижными решетками и с поперечными перегородками в межтрубном пространстве, применяемые в химической, нефтяной и других отраслях промышленности, имеют классификацию, обозначаемую соответствующими индексами:

по назначению (первый буквенный индекс): Т – теплообменники; Х – холодильники; К – конденсаторы; И – испарители;

по конструкции (второй буквенный индекс): Н – с неподвижными трубными решетками; К – с температурным линзовым компенсатором на кожухе;

по расположению теплообменника (третий буквенный индекс): Г – горизонтальное; В – вертикальное.

Основные сведения о кожухотрубчатых теплообменных аппаратах с неподвижными трубными решетками согласно ГОСТам 15119–79, 15120–79, 15121–79 и 15122–79 со стальными трубами диаметром 25 × 2 мм приведены в табл. 3.6 и 3.7 и в Приложении (табл. XXX и XXXI). Размещение труб в трубных решетках см. ГОСТ 15118–79. Примеры размещения отверстий под трубы приведены на рис. I и II Приложения.

Кожухотрубчатые аппараты с неподвижными решетками типа ТН, ХН, КН и ИН используются в тех случаях, когда разность температур кожуха ( $t_k$ ) и труб ( $t_r$ ) меньше максимально допустимой, приведенной в табл. XXXI. При большей разности ( $t_k - t_r$ ) используются аппараты с линзовым компенсатором типа ТК, КК, ХК, ИК или с плавающей головкой (ГОСТ 14246–79).

**Пример 3.1.** Рассчитать теплообменный аппарат для охлаждения 3,96 т/ч диэтилового эфира от 25 до –10 °С 23,8 %-м раствором хлорида кальция, поступающим из холодильной установки с температурой –15 °С и нагревающимся в теплообменнике до –12 °С. Сопоставить несколько вариантов кожухотрубчатых аппаратов, различающихся гидродинамическими режимами течения теплоносителей.

**Решение. Общая часть.** 1. Определяются тепловой поток и расход рассола. Для горячего теплоносителя (эфир) принимается индекс "1", для холодного (рассол) – "2". Определяется средняя арифметическая температура того теплоносителя, для которого значения начальной и конечной температур различаются меньше. В данном случае это рассол:

$$t_2 = (-15 + (-12))/2 = -13,5 \text{ °С.}$$

Вычисляется средняя интегральная разность температур при противотоке теплоносителей

$$\Delta t_{cp} = \frac{(25 \cdot (-12)) - ((-10) \cdot (-15))}{\ln [(25 - (-12))/((-10) - (-15))]} = 16,0 \text{ К.}$$

Средняя интегральная температура диэтилового эфира

$$t_1 - t_2 + \Delta t_{cp} = -13,5 + 16,0 = 2,5 \text{ °С.}$$

**Таблица 3.6. Кожухотрубчатые теплообменные аппараты со стальными трубами**

Тип аппарата	Применение и нормы	
	в трубах	в кожухе
Теплообменники ТН и ТК (ГОСТ 15122-79)	Нагревание и охлаждение жидких и газовых сред Температура сред от $-70$ до $+350$ °С $p_{\text{учл}} = 6-16$ кгс/см <sup>2</sup>	ТН $p_{\text{учл}} = 6-25$ кгс/см <sup>2</sup> ТК $p_{\text{учл}} = 6-16$ кгс/см <sup>2</sup>
Конденсаторы КН и КК (ГОСТ 15121-79)	Охлаждающая среда: вода или нетоксичная, невзрывоопасная и не-пожароопасная среда, температура $-20 \div +60$ °С, $p_{\text{учл}} =$ до 6 кгс/см <sup>2</sup>	Конденсируемая среда: температура $0-350$ °С; КН $p_{\text{учл}} = 6-25$ кгс/см <sup>2</sup> , КК $p_{\text{учл}} = 6-16$ кгс/см <sup>2</sup>
Холодильники ХН и ХК (ГОСТ 15120-79)	То же	Охлаждаемая среда: температура $-20 \div +300$ °С; ХН $p_{\text{учл}} = 6-40$ кгс/см <sup>2</sup> , ХК $p_{\text{учл}} = 6-16$ кгс/см <sup>2</sup>
Испарители ИН и ИК (ГОСТ 15119-79)	Испаряемая среда Температура греющей и испаряемой сред $-30 \div 350$ °С $p_{\text{учл}} = 6-10$ кгс/см <sup>2</sup>	Греющая среда ИН $p_{\text{учл}} = 6-40$ кгс/см <sup>2</sup> ИК $p_{\text{учл}} = 6-16$ кгс/см <sup>2</sup>

**Таблица 3.7. Основные характеристики теплообменников ТН и ТК и холодильников ХН и ХК с трубами 25 × 2 мм (ГОСТ 15118-79, 15120-79, 15122-79)**

$S_{\text{т}}$ ,  $S_{\text{кт}}$ ,  $S_{\text{в.п}}$  — проходные сечения трубного, межтрубного пространства и в вырезе перегородки;  $n_p$  — число рядов труб по вертикали для горизонтальных аппаратов — по ГОСТ 15118-79;  $l$  — расстояние между перегородками

Диаметр кожуха внутренний $D$ , мм	Число труб $n$	Длина труб $L$ , м							Проходное сечение, м <sup>2</sup>			$n_p$	$l$ , мм
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	$S_{\tau} \cdot 10^2$	$S_{\text{мт}} \cdot 10^2$	$S_{\text{в.п}} \cdot 10^2$		
		Поверхность теплообмена $F$ , м <sup>2</sup>											

**Одноходовые**

159*	13	1,0	1,5	2,0	3,0	—	—	—	0,5	0,8	0,4	5	100
273*	37	3,0	4,5	6,0	9,0	—	—	—	1,3	1,1	0,9	7	130
325*	62	—	7,5	10,0	14,5	19,5	—	—	2,1	2,9	1,3	9	180
400	111	—	—	17	26	35	52	—	3,8	3,1	2,0	11	250
600	257	—	—	40	61	81	121	—	8,9	5,3	4,0	17	300
800	465	—	—	73	109	146	219	329	16,1	7,6	6,9	23	350
1000	747	—	—	—	176	235	352	528	25,9	14,3	10,6	29	520
1200	1083	—	—	—	—	340	510	765	37,5	17,9	16,4	35	550

Диаметр кожуха внутрен- ний $D$ , мм	Чис- ло труб $n$	Длина труб $L$ , м							Проходное сечение, $m^2$			$n_p$	$l$ , мм
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	$S_i \cdot 10^2$	$S_{ст} \cdot 10^2$	$S_{вн} \cdot 10^2$		
		Поверхность теплообмена $F$ , $m^2$											

## Двухходовые

325*	56	—	6,5	9,0	13,0	17,5	—	—	1,0	1,5	1,3	8	180
400	100	—	—	16,0	24,0	31,0	47	—	1,7	2,5	2,0	10	250
600	240	—	—	38	57	75	113	—	4,2	4,5	4,0	16	300
800	442	—	—	69	104	139	208	312	7,7	7,0	6,5	22	350
1000	718	—	—	—	169	226	338	507	12,4	13,0	10,6	28	520
1200	1048	—	—	—	—	329	494	740	17,9	16,5	16,4	34	550

## Четырехходовые

600	206	—	—	32	49	65	97	—	1,8	4,5	4,0	14	300
800	404	—	—	63	95	127	190	285	3,0	7,0	6,5	20	350
1000	666	—	—	—	157	209	314	471	5,5	13,0	10,6	26	520
1200	986	—	—	—	—	310	464	697	8,4	16,5	16,4	32	550

## Шестиходовые

600	196	—	—	31	46	61	91	—	1,1	4,5	3,7	14	300
800	384	—	—	60	90	121	181	271	2,2	7,0	7,0	20	350
1000	642	—	—	—	151	202	302	454	3,6	13,0	10,2	26	520
1200	958	—	—	—	—	301	451	677	5,2	16,5	14,2	32	550

Тепловой поток, передаваемый от эфира к рассолу, определяется по уравнению теплового баланса для эфира:

$$Q = 1,05 G_1 c_1 (t_{1n} - t_{1к}) = 1,05 \frac{3,96 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} 2,14 \cdot 10^3 (25 - (-10)) = 86,5 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Расход рассола

$$G_2 = Q / (c_2 (t_{2к} - t_{2н})) = 86,5 \cdot 10^3 / [2,9 \cdot 10^3 (-12 - (-15))] = 9,90 \text{ кг/с,}$$

где  $c_1 = 2,14 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  и  $c_2 = 2,9 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  — удельные теплоемкости диэтилового эфира и рассола при их средних температурах (рис. IX и табл. XLVII)\*.

Объемные расходы эфира и рассола

$$V_1 = G_1 / \rho_1 = (3,96 \cdot 10^3 / 3,6 \cdot 10^3) / 733 = 1,50 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с;}$$

$$V_2 = 9,90 / 1220 = 8,10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с,}$$

где  $\rho_1 = 733 \text{ кг/м}^3$  и  $\rho_2 = 1220 \text{ кг/м}^3$  — плотность диэтилового эфира (табл. III) и рассола (табл. XLVII).

\* Теплофизические свойства эфира см. табл. III, XXVIII и на рис. III, IX и X; свойства рассола — табл. III, XXVIII и XLVII.

2. Предварительно намечаются варианты возможных теплообменных аппаратов, использование которых способно обеспечить заданные параметры процесса теплопередачи. Для этого определяется ориентировочная площадь поверхности теплопередачи по выбранному значению коэффициента теплопередачи  $K$  (табл. 3.4), как при теплообмене от жидкости к жидкости для углеводородов и вязких масел ( $K_{\text{оп}} = 250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ):

$$F_{\text{оп}} = Q/(K_{\text{оп}} \Delta t_{\text{cp}}) = 86,5 \cdot 10^3 / (250 \cdot 16,0) = 21,6 \text{ м}^2.$$

Полученное оценочное значение поверхности позволяет сделать вывод о том, что в качестве холодильника могут быть использованы: а) теплообменник типа "труба в трубе"; б) элементный, т. е. составленный из нескольких последовательно соединенных аппаратов меньшей теплообменной поверхности; в) одиночный кожухотрубчатый аппарат необходимой поверхности. Из табл. 3.7 следует, что для использования можно подобрать аппараты как типа ХН, так и типа ТН.

Определяются условия интенсивного теплообмена, соответствующие турбулентному режиму течения теплоносителей. Рассол направляется в трубное пространство, поскольку он может давать большие загрязнения, чем диэтиловый эфир, который направляется в межтрубное пространство.

В теплообменных трубах диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$  скорость течения рассола для обеспечения условия  $Re > 10^4$  должна быть не ниже

$$w'_2 = 10^4 \mu_2 / (d_2 \rho_2) = 10^4 \cdot 7,17 \cdot 10^{-3} / (0,021 \cdot 1220) = 2,80 \text{ м/с},$$

где  $\mu_2 = 7,17 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — динамическая вязкость рассола при  $-13,5^\circ \text{C}$  (табл. XLVI).

Поперечное сечение трубного пространства, обеспечивающее скорость рассола  $w'_2$ :

$$S_2 = V_2 / w'_2 = 0,0081 / 2,80 = 0,289 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Наименьшее поперечное сечение  $S_2 = 0,50 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$  трубного пространства имеет одноходовой кожухотрубчатый холодильник с числом труб 13 (табл. 3.7), но имеющий наибольшую теплопередающую поверхность  $F = 3,0 \text{ м}^2 < 21,6 \text{ м}^2$ . Следовательно, турбулентный режим течения рассола можно обеспечить лишь в аппарате типа "труба в трубе", в котором сечение единственной внутренней трубы меньше требуемого значения  $S_2 = 0,289 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ .

Производится *тепловой расчет* необходимой поверхности теплопередачи для различных вариантов конструктивного оформления процесса.

*Вариант 1.* Теплообменник "труба в трубе" (ГОСТ 9930-78).

1.1. Рассматривается аппарат, изготовленный из труб диаметром  $89 \times 4$  и  $57 \times 3,5 \text{ мм}$ . Скорость рассола во внутренней трубе теплообменника ТТ для обеспечения турбулентного течения должна быть не менее  $w'_2$ :

$$w'_2 = 10^4 \mu_2 / (d_2 \rho_2) = 10^4 \cdot 7,17 \cdot 10^{-3} / (0,050 \cdot 1220) = 1,17 \text{ м/с}.$$

Число параллельных труб при этом должно быть не более чем  $n'$ :

$$n' = \frac{V_2}{(\pi/4) d_2^2 w'_2} = \frac{0,0081}{0,785 \cdot 0,050^2 \cdot 1,17} = 3,53.$$

Если принять  $n = 2$ , то скорость рассола в двух параллельных трубах внутренним диаметром  $d_2 = 0,050$  м будет иметь следующее значение:

$$w_2 = 0,0081 / (2 \cdot 0,785 \cdot 0,050^2) = 2,07 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса для рассола

$$\text{Re}_2 = 2,07 \cdot 0,050 \cdot 1220 / 7,17 \cdot 10^{-3} = 17,6 \cdot 10^3.$$

Для эфиро, проходящего по двум параллельным кольцевым пространствам:

$$w_1 = 0,0015 / [2 \cdot 0,785(0,081^2 - 0,057^2)] = 0,288 \text{ м/с;}$$

$$\text{Re}_1 = 0,288 \cdot 0,024 \cdot 730 / 0,30 \cdot 10^{-3} = 17,0 \cdot 10^3,$$

где  $d_s = 0,081 - 0,057 = 0,024$  м – эквивалентный диаметр кольцевого канала, равный разности между внутренним диаметром наружной трубы и наружным диаметром внутренней трубы,  $\mu_1 = 0,30 \cdot 10^{-3}$  Па · с – динамическая вязкость диэтилового эфиро при  $2,5^\circ\text{C}$  (рис. III).

1.2. Интенсивность теплоотдачи от турбулентного потока эфиро к наружной поверхности внутренней трубы описывается корреляционным соотношением (3.15)

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \varepsilon_i \text{Re}_1^{0,80} \text{Pr}_1^{0,43} (\text{Pr}_1 / \text{Pr}_w)^{0,25},$$

в котором можно принять  $\varepsilon_i = 1$  (табл. 3.1), полагая, что  $L/d_s > 50$  (с последующей проверкой). Схема процесса теплопередачи поперек стенки внутренней трубы представлена на рис. 3.31.

В качестве первого приближения вместо задания температуры одной из стенок (например,  $t_{w1}$ ) можно принять приближенное равенство  $(\text{Pr}_1 / \text{Pr}_w) = (\text{Pr}_2 / \text{Pr}_{w2}) = 1$ . Тогда значение критерия Нуссельта для эфиро

$$\text{Nu}_1' = 0,021 \cdot 1 \cdot 17000^{0,80} \cdot 4,4^{0,43} \cdot 1 = 94,8,$$

где  $\text{Pr}_1 = 4,4$  – критерий Прандтля для диэтилового эфиро при  $2,5^\circ\text{C}$  (рис. X).

Коэффициент теплоотдачи от эфиро к наружной стенке внутренней трубы

$$\alpha_1' = 94,8 \cdot 0,137 / 0,024 = 537 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

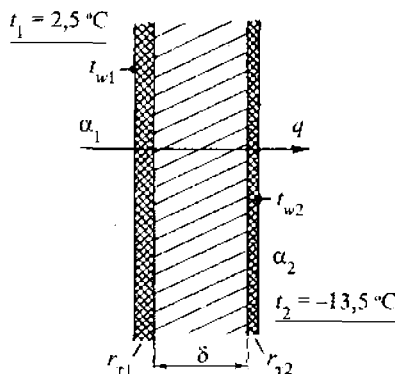
где  $\lambda_1 = 0,137 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  – теплопроводность эфиро при  $2,5^\circ\text{C}$  (рис. VIII).

Значение критерия Нуссельта для рассола

$$\text{Nu}_2' = 0,021 \cdot 1 \cdot 17600^{0,80} \cdot 4,4^{0,43} \cdot 1 = 262,$$

где  $\text{Pr}_2 = 2,9 \cdot 10^3 \cdot 7,17 \cdot 10^{-2} / 0,473 = 44$  и  $\lambda_2 = 0,473 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – критерий Прандтля и теплопроводность (табл. XLVI) для рассола при  $-13,5^\circ\text{C}$ .

Рис. 3.31. Расчетная схема стационарной теплопроводности поперек тонкой стенки трубы (к примеру 3.1)



Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности центральной трубы к рассолу

$$\alpha'_2 = 262 \cdot 0,473/0,050 = 2480 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарное термическое сопротивление стальной стенки внутренней трубы и загрязнений с обеих ее сторон находятся по табл. XXVI:

$$\sum r_\tau = 1/5800 + 0,0035/46,5 + 1/5800 = 4,2 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}.$$

Значение коэффициента теплопередачи

$$K' = (1/537 + 4,2 \cdot 10^{-4} + 1/2480)^{-1} = 373 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Плотность теплового потока от эфира к рассолу

$$q' = 373 \cdot 16,0 = 5970 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

1.3. По значению  $q'$ , которое для стационарного процесса должно быть одинаковым через все последовательные термические сопротивления  $q' = \alpha'_1(t_1 - t_{w1}) = (t_{w1} - t_{w2})/\sum r_\tau = \alpha'_2(t_{w2} - t_2)$ , определяются первые приближения для значений температур поверхностей стенок, соприкасающихся с эфиром и с рассолом (рис. 3.31):

$$t''_{w1} = t_1 - q'/\alpha'_1 = 2,5 - 5970/537 = -8,6^\circ \text{C},$$

$$t''_{w2} = t_2 + q'/\alpha'_2 = -13,5 + 5970/2480 = -11,1^\circ \text{C}.$$

В качестве второго приближения вводится поправка в значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha'_1$  и  $\alpha'_2$  на симплексы  $(Pr/Pr_w)$ , для чего определяются значения критериев Прандтля диэтилового эфира  $Pr''_{w1} = 4,85$  при  $t''_{w1} = -8,6^\circ \text{C}$  (рис. X) и рассола  $Pr''_{w2} = 2900 \cdot 6,2 \cdot 10^{-3}/0,475 = 38$  при  $t''_{w2} = -11,1^\circ \text{C}$ , где  $\mu_2 = 6,2 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  и  $\lambda_2 = 0,475 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  — значения динамической вязкости и теплопроводности рассола при  $-11,1^\circ \text{C}$  (табл. XLVI).

Новые, уточненные значения коэффициентов теплоотдачи: для эфира

$$\alpha''_1 = \alpha'_1 (Pr_1/Pr_{w1})^{0,25} = 537 (4,4/4,85)^{0,25} = 526 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

для рассола

$$\alpha''_2 = \alpha'_2 (Pr_2/Pr_{w2})^{0,25} = 2480 (44/38)^{0,25} = 2550 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяются уточненные значения  $K$ ,  $q$ ,  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ :

$$K'' = (1/526 + 4,2 \cdot 10^{-4} + 1/2550)^{-1} = 370 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$q'' = K'' \Delta t_{cp} = 370 \cdot 16,0 = 5920 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$t''_{w1} = 2,5 - 5920/526 = -8,7^\circ \text{C};$$

$$t''_{w2} = -13,5 + 5920/2550 = -11,2^\circ \text{C}.$$

Производится сравнение значений  $q' = 5970$  и  $q'' = 5920 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Поскольку их различие не превышает  $(5970 - 5920)100/5920 = 0,84\%$ , то последующие уточнения нецелесообразны.

1.4. Значение расчетной площади теплопередачи

$$F_p = Q/q'' = 86\,500/5920 = 14,6 \text{ м}^2.$$



Если принять необходимый 10 %-й запас теплообменной поверхности, то  $F_p = 1,1 \cdot 14,6 = 16,1 \text{ м}^2$ .

Площадь цилиндрической поверхности одной трубы диаметром  $57 \times 3,5 \text{ мм}$  длиной  $6,0 \text{ м}$  рассчитывается по ее среднеарифметическому диаметру:

$$F = \pi d_{cp} L = 3,14 \cdot 0,0535 \cdot 6,0 = 1,01 \text{ м}^2.$$

Число необходимых труб всего

$$N = F_p / F_1 = 16,1 / 1,01 = 16 \text{ шт.}$$

Таким образом, согласно проведенному расчету, необходимые расходные и температурные параметры теплообменного процесса может обеспечить теплообменник типа "труба в трубе", имеющий две параллельные секции ( $n = 2$ ) по  $N/n = 16/2 = 8$  последовательных труб в каждой секции; диаметр труб  $84 \times 4$  и  $57 \times 3,5 \text{ мм}$ . Масса одного элемента теплообменника  $100 \text{ кг}$ , его цена  $10000 \text{ руб.}$  (Цены ТОА ориентировочно увеличены в 100 раз по отношению к ценам, приведенным в Прейскуранте № 23-03. Оптовые цены на оборудование химическое. Кн. 1. М., 1981. 348 с.)

**Вариант 2.** Кожухотрубчатый теплообменник, имеющий 13 труб диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$  и кожух диаметром  $159 \text{ мм}$ .

2.1. Скорость и критерий Рейнольдса для эфира, направляемого в межтрубное пространство:

$$w_1 = V_1 / S_1 = 0,0015 / 0,80 \cdot 10^{-2} = 0,187 \text{ м/с};$$

$$Re_1 = 0,187 \cdot 0,025 \cdot 730 / 0,30 \cdot 10^{-3} = 12300,$$

где  $S_1 = 0,80 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$  – сечение межтрубного пространства между перегородками (ГОСТ 15120–79); теплофизические параметры эфира (см. вариант 1),  $d_1 = 0,025 \text{ м}$  – наружный диаметр труб при их поперечном обтекании.

Скорость и критерий Рейнольдса для рассола:

$$w_2 = V_2 / (n(\pi/4) d_2^2) = 0,0081 / (13(\pi/4) 0,021^2) = 1,81 \text{ м/с};$$

$$Re_2 = 1,81 \cdot 0,021 \cdot 1220 / 7,17 \cdot 10^{-3} = 6500.$$

2.2. Для расчета коэффициентов теплоотдачи по соответствующим корреляционным соотношениям необходимо знать температуры  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ .

Задается первое приближение температуры наружной поверхности труб со стороны эфира  $t'_{w1} = -10,0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

При  $Re_1 > 10^3$  для межтрубного пространства с поперечными перегородками используется расчетное соотношение (3.26) при  $\varepsilon_p = 0,6$ :

$$Nu'_1 = 0,40 \cdot 0,6 \cdot 12300^{0,60} \cdot 4,4^{0,43} (4,4/5,0)^{0,25} = 105;$$

$$\alpha'_1 = 105 \cdot 0,137 / 0,025 = 575 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $Pr'_{w1} = 5,0$  – критерий Прандтля для диэтилового эфира при  $-10 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. X),  $\lambda_1 = 0,137 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность эфира при  $2,5 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. VIII).

Плотность теплового потока от эфира к наружной поверхности труб

$$q'_1 = \alpha'_1 (t_1 - t'_{w1}) = 575 (2,5 - (-10,0)) = 7180 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура поверхности слоя загрязнений со стороны рассола находится через суммарное термическое сопротивление стенки и загрязнений

$$t'_{w2} = t'_{w1} - q'_1 \sum r_\tau = -10,0 - 7180 \cdot 4,2 \cdot 10^{-4} = -13,0^\circ \text{C}.$$

Выбор расчетного соотношения для коэффициента теплоотдачи  $\alpha_2$  при  $Re_2 = 6500$  определяется через произведение ( $GrPr$ ) при среднеарифметической температуре пограничного слоя  $(-13,5 + (-11,0))/2 = -12,25^\circ \text{C}$ :

$$Pr' = 2900 \cdot 6,7 \cdot 10^{-3} / 0,475 = 40,9;$$

$$Gr' = \frac{gd_2^3 \rho_2^2}{\mu_2^2} \beta_2 \Delta t_2 = \frac{9,81 \cdot 0,021^3 \cdot 1220^2}{(6,7 \cdot 10^{-3})^2} 0,35 \cdot 10^{-3} (-11,0 - (-13,5)) = 2,4 \cdot 10^3;$$

$$(Gr'Pr') = 2,4 \cdot 10^3 \cdot 40,9 = 9,82 \cdot 10^4,$$

где теплофизические свойства рассола при температуре  $-12,25^\circ \text{C}$ :  $\rho_2 = 1220 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_2 = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;  $\lambda_2 = 0,475 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  (табл. XLVI);  $c_2 = 2900 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  (табл. XLVII);  $\beta_2 = 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$  — температурный коэффициент объемного расширения рассола (табл. XXVIII).

При условии  $(GrPr) < 8 \cdot 10^5$  для определения  $Nu_2$  можно использовать рис. 3.1, из которого при  $Re_2 = 6500$   $Nu_2/[Pr_2^{0,43}(Pr_2/Pr_{w2})^{0,25}] = 22,0$ , откуда

$$Nu_2 = 22,0 \cdot 44^{0,43} (44/38)^{0,25} = 115,$$

где  $Pr'_{w2} = 2900 \cdot 6,10 \cdot 10^{-3} / 0,468 = 38$  (физические свойства см. табл. XLVI и XLVII) — критерий Прандтля для рассола при температуре  $-13,0^\circ \text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи к рассолу

$$\alpha'_2 = 115 \cdot 0,473 / 0,021 = 2590 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Плотность теплового потока к рассолу

$$q'_2 = 2590 (-13,0 - (-13,5)) = 1350 \text{ Вт/м}^2.$$

Значения плотностей тепловых потоков  $q'_1$  и  $q'_2$  оказались существенно разными. Следовательно, принятое в качестве первого приближения значение  $t'_{w1} = -10,0^\circ \text{C}$  не соответствует действительности.

Для коррекции температур поверхностей стенки определяется значение коэффициента теплопередачи:

$$K' = (1/575 + 4,2 \cdot 10^{-4} + 1/2590)^{-1} = 392 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Среднее значение плотности теплового потока

$$q' = K' \Delta t_{cp} = 392 \cdot 16,0 = 6260 \text{ Вт/м}^2.$$

2.3. Производится коррекция температуры внутренней поверхности стенки:

$$t'_{w1} = t_1 - q'/\alpha'_1 = 2,5 - 6260/575 = -8,4^\circ \text{C}.$$

В уравнении (3.26) изменяется лишь значение критерия  $Pr_{w1}$ :

$$Nu'_1 = 0,40 \cdot 0,6 \cdot 12300^{0,60} \cdot 4,4^{0,43} (4,4/4,9)^{0,25} = 104,5,$$

где  $Pr'_{w1} = 4,9$  — критерий Прандтля для эфира при  $-8,4^\circ \text{C}$  (рис. X);

$$\alpha'_1 = 104,5 \cdot 0,137 / 0,025 = 572 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Плотность теплового потока от эфира к наружной поверхности стенки

$$q''_1 = 572 (2,5 - (-8,4)) = 6340 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура внутренней поверхности труб

$$t''_{w2} = -8,4 - 6340 \cdot 4,2 \cdot 10^{-4} = -11,1 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Значение критерия Прандтля для рассола при температуре  $-11,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\text{Pr}_2'' = 2900 \cdot 7,1 \cdot 10^{-3} / 0,480 = 42,7.$$

Критерий Нуссельта для рассола при прежнем значении  $\text{Re}_2 = 6340$  (рис. 3.1):

$$\text{Nu}_2'' = 22,0 \cdot 44^{0,43} (44/42,7)^{0,25} = 112.$$

Коэффициент теплоотдачи к рассолу

$$\alpha_2'' = 112 \cdot 0,473 / 0,021 = 2515 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Плотность теплового потока к рассолу

$$q_2'' = 2515 (-11,1 - (-13,5)) = 6020 \text{ Вт/м}^2.$$

Несовпадение значений  $q_1''$  и  $q_2''$  составляет более 5 %. Значение коэффициента теплопередачи

$$K'' = (1/572 + 4,2 \cdot 10^{-4} + 1/2515)^{-1} = 388 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Среднее значение плотности теплового потока

$$q'' = 388 \cdot 16,0 = 6220 \text{ Вт/м}^2.$$

Уточненные значения температур поверхностей

$$t''_{w1} = 2,5 - 6220/572 = -8,35 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t''_{w2} = -13,5 + 6220/2515 = -11,04 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Плотности тепловых потоков, входящих и выходящих из стенок труб теплообменника:

$$q_1'' = 572 (2,5 - (-8,35)) = 6200 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2'' = 2515 (-11,04 - (-13,5)) = 6200 \text{ Вт/м}^2.$$

#### 2.4. Расчетная площадь поверхности теплопередачи

$$F_p = Q/q_2'' = 86\,500/6200 = 13,9 \text{ м}^2.$$

С запасом 10 % поверхность теплопередачи  $F = 1,1 \cdot 13,9 = 15,2 \text{ м}^2$ .

Теплообменная поверхность одного теплообменника с числом труб  $n = 13$  и длиной  $L = 3,0 \text{ м}$ , рассчитываемая по среднему диаметру труб:

$$F_1 = \pi d_{cp} L n = 3,14 \cdot 0,023 \cdot 3,0 \cdot 13 = 2,81 \text{ м}^2.$$

Следовательно, число необходимых последовательных аппаратов

$$15,2/2,81 = 5,42.$$

Окончательно принимается 6 теплообменников; при этом запас поверхности теплопередачи  $(2,81 \cdot 6 - 13,9)/13,9 = 0,216 = 21,6 \%$ . Масса одного аппарата 255 кг, его цена 34 500 руб.

**Вариант 3.** В качестве третьего варианта рассматривается однокходовой кожухотрубчатый аппарат с 37 трубами диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$  и диаметром кожуха  $D = 273 \text{ мм}$ .

3.1. Скорость рассола в 37 трубах (ГОСТ 15118-79) теплообменника

$$w_2 = V_2 / ((\pi/4) d^2 n) = 0,0081 / ((\pi/4) 0,021^2 \cdot 37) = 0,635 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса для рассола

$$Re_2 = 0,635 \cdot 0,021 \cdot 1220/7,17 \cdot 10^{-3} = 2280.$$

Скорость движения эфира в проходном сечении межтрубного пространства (согласно ГОСТ 15120-79  $S_1 = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ )

$$w_1 = V_1/S_1 = 0,0015/1,1 \cdot 10^{-2} = 0,136 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса рассчитывается по наружному диаметру труб:

$$Re_1 = 0,136 \cdot 0,025 \cdot 733/0,30 \cdot 10^{-3} = 8350.$$

3.2. Для итерационного расчета плотности теплового потока в качестве первого приближения принимается значение температуры наружной поверхности загрязнений  $t'_{w1} = -10^\circ \text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи от эфира к наружной поверхности труб при их поперечном обтекании и шахматном расположении в пучке вычисляется по формуле (3.26) при  $\varepsilon_1 = 0,6$ :

$$Nu'_1 = 0,40 \cdot 0,6 \cdot 8350^{0,60} \cdot 4,4^{0,38} (4,4/5,0)^{0,25} = 89,3,$$

$$\alpha'_1 = 89,3 \cdot 0,137/0,025 = 490 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $Pr'_{w1} = 5,0$  – критерий Прандтля для диэтилового эфира при  $-10^\circ \text{C}$  (рис. X).

Плотность теплового потока со стороны эфира

$$q'_1 = \alpha'_1 (t_1 - t'_{w1}) = 490 (2,5 - (-10)) = 6130 \text{ Вт/м}^2.$$

Значение температуры поверхности загрязнений со стороны рассола

$$t'_{w2} - t'_{w1} - q'_1 \sum r_\tau = -10 - 6130 \cdot 4,42 \cdot 10^{-4} = -12,6^\circ \text{C}.$$

Выбор расчетного соотношения для определения коэффициента теплоотдачи к рассолу при  $Re_2 = 2280$  производится по значению произведения  $Re d/L$  (см. табл. 3.3) при средней температуре пограничного слоя в потоке рассола  $(t_2 + t'_{w2})/2 = (-13,5 + (-12,6))/2 = -13,05^\circ \text{C}$  и длине труб  $L = 3,0 \text{ м}$  для рассматриваемого теплообменника:

$$Re_2 d/L = (w_2 d \rho / \lambda) d/L = (0,635 \cdot 0,021 \cdot 2900 \cdot 1220/0,47) 0,021/3,0 = 701.$$

При  $Re d/L > 20$  применима формула (3.18), в которой  $\varepsilon_1 = 1$  при  $L/d = 3,0/0,021 = 143 > 50$ :

$$Nu'_2 = 1,55 \cdot 1 \cdot 701^{1/3} (7,17 \cdot 10^{-3}/6,39 \cdot 10^{-3})^{0,14} = 14,0,$$

где  $\mu_{w2} = 6,39 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость рассола при  $-12,6^\circ \text{C}$  (табл. XLVI).

Коэффициент теплоотдачи к рассолу

$$\alpha'_2 = 14,0 \cdot 0,473/0,021 = 315 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Значение коэффициента теплопередачи

$$K' = (1/490 + 4,2 \cdot 10^{-4} + 1/315)^{-1} = 168 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Плотность теплового потока от эфира к рассолу

$$q' = K' \Delta t_{cp} = 168 \cdot 16,0 = 2690 \text{ Вт/м}^2.$$

Сравнение значений  $q'_1$  и  $q'$  показывает их значительное различие (в 2,28 раза). Еще большее различие в значениях плотностей тепловых потоков  $q'_1$  и  $q'_2 = \alpha'_2(t'_{w2} - t_2) = 315(-12,6 - (-13,5)) = 284 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Это свидетельствует о неудачном задании первого приближения для значения температуры стенки  $t'_{w1}$ .

Новое значение  $t_{w1}$  принимается на основе полученных в первом приближении значений  $q'$  и  $\alpha'_1$ :

$$t'_{w1} = t_1 - q'/\alpha'_1 = 2,5 - 2690/490 = -3,0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Далее производятся расчеты, аналогичные предыдущим, но с новым значением  $t_{w1} = -3,0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи от эфира  $\alpha_1$  отличается от предыдущего значения  $\alpha'_1$  новым значением  $(Pr/Pr_w)^{0,25}$ :

$$Nu'_1 = 0,40 \cdot 0,6 \cdot 8350^{0,60} \cdot 4,4^{0,43} (4,4/4,6)^{0,25} = 91,4,$$

где  $Pr_w = 4,6$  — значение критерия Прандтля при  $-30 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. X).

$$\alpha'_1 = 91,4 \cdot 0,137/0,025 = 501 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Плотность теплового потока от эфира к наружной стенке труб

$$q'_1 = 501 \cdot (2,5 - (-3,0)) = 2750 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Температура внутренней поверхности

$$t''_{w2} = -3,0 - 2750 \cdot 4,2 \cdot 10^{-4} = -4,16 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Критерий Нуссельта для рассола

$$Nu'_2 = 1,55 \cdot 1 \cdot 701^{1/3} (7,17 \cdot 10^{-3}/4,70 \cdot 10^{-3})^{0,14} = 14,45,$$

где  $\mu_w = 4,70 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — динамическая вязкость рассола при  $-4,16 \text{ }^\circ\text{C}$  (табл. XLVI).

Коэффициент теплоотдачи к рассолу

$$\alpha'_2 = 14,45 \cdot 0,473/0,021 = 326 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

(Полезно отметить, что несмотря на существенное отличие температур поверхностей стенки  $t'_{w1}$  и  $t''_{w2}$  во втором приближении от предыдущих значений  $t'_{w1}$  и  $t'_{w2}$ , новые значения коэффициентов теплоотдачи отличаются от их первого приближения лишь незначительно, что свидетельствует о малой чувствительности расчетных формул (3.26) и (3.18) по отношению к температуре стенки.)

Плотность теплового потока от внутренней поверхности труб к рассолу

$$q'_2 = 326(-4,16 - (-13,5)) = 3050 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Различие значений  $q'_1$  и  $q'_2$  все еще превышает 10 %.

Дальнейшее уточнение температуры стенки  $t_{w1}$  проводится по усредненному значению плотности теплового потока, вычисляемому по значению коэффициента теплопередачи

$$K'' = (1/504 + 4,2 \cdot 10^{-4} + 1/326)^{-1} = 183 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Среднее значение плотности теплового потока

$$q'' = 183 \cdot 16,0 = 2920 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Третье приближение для температуры наружной поверхности слоя загрязнений

$$t_{w1}'' = t_1 - q''/\alpha_1'' = 2,5 - 2920/501 = -3,34^\circ\text{C}.$$

Изменение температуры наружной поверхности на  $0,34^\circ\text{C}$  по сравнению с предыдущим ее значением практически не изменит значение коэффициента теплоотдачи от эфиро, поэтому третье приближение для плотности теплового потока к наружной поверхности труб:

$$q_1'' = 501(2,5 - (-3,34)) = 2925 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Температура внутренней поверхности

$$t_{w2}'' = -3,34 - 2925 \cdot 4,2 \cdot 10^{-4} = -4,59^\circ\text{C}.$$

Используя также предыдущее значение  $\alpha_2''$ , можно вычислить плотность теплового потока к рассолу

$$q_2'' = 326(-4,59 - (-13,5)) = 2915 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Теперь значения  $q_1''$  и  $q_2''$  различаются менее чем на  $0,4\%$ , следовательно, дальнейшие уточнения не имеют практического смысла, тем более что точность корреляционных соотношений для расчетов коэффициентов теплоотдачи обычно не превышает  $15\%$ . Таким образом, к последующему расчету может быть принято значение  $q''$ .

Расчетная поверхность принятого по этому варианту кожухотрубчатого теплообменника, который, как показывают проведенные расчеты, обеспечивает заданные параметры теплообменного процесса:

$$F_p = Q/q'' = 86,5 \cdot 10^3 / 2920 = 29,5 \text{ м}^2.$$

Принимается  $10\%$ -й запас теплообменной поверхности:

$$F = 1,1 \cdot 29,5 = 32,1 \text{ м}^2.$$

Теплообменная поверхность одного кожухотрубчатого теплообменника с числом труб 37 и длиной труб  $3,0 \text{ м}$

$$F_1 = 3,14 \cdot 0,023 \cdot 37 \cdot 3 = 8,0 \text{ м}^2.$$

Следовательно, необходимое число последовательно включенных аппаратов

$$F/F_1 = 32,1/8,0 = 4,01 \approx 4 \text{ шт.},$$

что приводит к несколько меньшему, чем принятые  $10\%$ , запасу теплообменной поверхности  $(4 \cdot 8,0 - 29,5)/29,5 = 0,085 = 8,5\%$ . Масса одного теплообменника  $553 \text{ кг}$ , его цена  $60\,000 \text{ руб.}$

**Вариант 4.** Принимается к расчету одноходовой кожухотрубчатый аппарат, имеющий 111 труб диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$ , длиной  $6,0 \text{ м}$  и диаметром кожуха  $400 \text{ мм}$  (ГОСТ 15122-79).

Расчет скоростей теплоносителей и коэффициентов теплоотдачи, включающий итерации по температурам поверхностей стенки трубы, аналогичен предыдущим. Здесь приводятся окончательные результаты. Для диэтилового эфира:  $w_1 = 0,0425 \text{ м/с}$ ;  $Re_1 = 2790$ ;  $\alpha_1 = 292 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; для раствора хлорида кальция:  $w_2 = 0,261 \text{ м/с}$ ;  $Re_2 = 930$ ;  $\alpha_2 = 197 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Значение коэффициента теплопередачи (с учетом прежнего значения термических сопротивлений загрязнений)  $K = 112 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; плотности теплового потока от эфира в рассолу  $q = 1790 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

Обращают внимание заметно меньшие значения скоростей теплоносителей и, соответственно, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, а также плотности теплового потока по сравнению с предыдущими вариантами, где теплообменники имели меньшие проходные сечения для потоков теплоносителей.

Соответственно, расчетная площадь поверхности теплопередачи оказывается большей:

$$F_p = 86\,500/1790 = 48,3 \text{ м}^2.$$

Площадь теплообменной поверхности одного аппарата

$$F_1 = \pi \cdot 0,023 \cdot 6,0 \cdot 111 = 48,1 \text{ м}^2.$$

Таким образом, один аппарат с длиной труб 6,0 м может обеспечить заданные параметры теплового процесса, но практически без запаса поверхности теплопередачи.

Масса аппарата 1750 кг при цене 153 000 руб.

Если принять теплообменник с тем же числом труб, но длиной 4,0 м, то аналогичные расчеты методом последовательных приближений по температурам стенок приводят к следующим результатам:  $\alpha_1 = 292 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\alpha_2 = 242 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $K = 125 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $q = 2000 \text{ Вт}/\text{м}^2$ ; расчетная поверхность теплопередачи  $F_p = 86\,500/2000 = 43,25 \text{ м}^2$ ; поверхность с запасом 10%:  $F = 47,5 \text{ м}^2$ . Теплопередающая поверхность одного теплообменника, рассчитываемая по среднеарифметическому диаметру труб,  $F_1 = 32,1 \text{ м}^2$ . Принимая два аппарата, последовательно соединенных по направлению движения теплоносителей, можно обеспечить запас поверхности теплопередачи:  $(32,1 \cdot 2 - 43,25)/43,25 = 0,462 = 46,2\%$ , что превышает обычно рекомендуемый запас 10–20%. Цена теплообменника 120 000 руб. при массе 1290 кг.

Таким образом, увеличение проходного сечения для потоков теплоносителей в одноходовых теплообменниках приводит к снижению интенсивности теплообмена, и поэтому имеет смысл переход к анализу многоходовых аппаратов.

**Вариант 5.** Рассматривается двухходовой кожухотрубчатый теплообменник, содержащий 52 трубы диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$  и длиной 4,0 м, имеющий диаметр кожуха 325 мм (ГОСТ 15120–79).

5.1. Для двухходового теплообменника с одним ходом по межтрубному пространству средняя разность температур теплоносителей может быть определена по формуле (3.57):

$$\Delta t_{cp} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2 + A}{\Delta t_1 + \Delta t_2 - A}} = \frac{35,2}{\ln \frac{37 + 5 + 35,2}{37 + 5 - 35,2}} = 14,5 \text{ К},$$

где  $\Delta t_1 = 37 \text{ К}$  и  $\Delta t_2 = 5 \text{ К}$  – разности температур теплоносителей на концах теплообменника при противотоке (см. общую часть);  $A = \sqrt{\delta T^2 + \delta t^2} = \sqrt{(25 - (-10))^2 + (-12 - (-15))^2} = 35,2 \text{ К}$ .

5.2. Для двухходового теплообменника с числом труб 26 на один ход проходное сечение по трубному пространству  $S_1 = (\pi/4) \cdot 0,021^2 \cdot 26 = 0,898 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ ; проходное сечение в вырезе перегородок межтрубного пространства  $S_2 = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$  (ГОСТ 15120-79).

Скорость и критерий Рейнольдса для потока эфира в межтрубном пространстве:

$$w_1 = 0,0015 / 1,5 \cdot 10^{-2} = 0,10 \text{ м/с};$$

$$\text{Re}_1 = 0,10 \cdot 0,025 \cdot 733,6 / 0,29 \cdot 10^{-3} = 6330,$$

где плотность и динамическая вязкость диэтилового эфира приняты при его среднеинтегральной температуре  $t_1 = t_2 + \Delta t_{cp} = -13,5 + 14,5 = 1,0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Скорость в трубах двухходового теплообменника и критерий Рейнольдса для рассола:

$$w_2 = 0,0081 / 0,898 \cdot 10^{-2} = 0,90 \text{ м/с};$$

$$\text{Re}_2 = 0,90 \cdot 0,021 \cdot 1220 / 7,17 \cdot 10^{-2} = 3220.$$

5.3. Итерационные расчеты предыдущих вариантов процесса теплопередачи показали, что значения коэффициентов теплоотдачи лишь в малой степени зависят от температур  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$  поверхностей, с которыми соприкасаются теплоносители, и основное влияние на расчетные значения плотности тепловых потоков от одного и ко второму теплоносителям оказывают температуры  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ . Это дает возможность несколько сократить объем итерационных расчетов, если в качестве первого приближения задаваться сразу значениями обеих температур поверхностей  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ , тем более что некоторые соотношения температур и коэффициентов теплоотдачи могут быть оценены по опыту расчетов предыдущих вариантов.

В первом приближении принимается  $t'_{w1} = -6,0 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $t'_{w2} = -8,0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи от эфира в межтрубном пространстве рассчитывается по формуле (3.26) при  $\epsilon_0 = 0,6$ :

$$\text{Nu}'_1 = 0,40 \cdot 0,6 \cdot 6330^{0,60} \cdot 4,5^{0,36} (4,5/4,8)^{0,25} = 77,3;$$

$$\alpha'_1 = 77,3 \cdot 0,137 / 0,025 = 424 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где значения теплофизических свойств диэтилового эфира взяты при  $1 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Рассчитывается коэффициент теплоотдачи к рассолу, для чего из рис. 3.1 при  $\text{Re}_2 = 3220$  получено

$$\text{Nu}'_2 = 6,9 \cdot 44^{0,43} (44/33)^{0,25} = 37,5;$$

$$\alpha'_2 = 37,5 \cdot 0,473 / 0,021 = 843 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\text{Pr}_{w2} = 2900 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3} / 0,484 = 33,0$  – критерий Прандтля для рассола при  $-8,0 \text{ }^\circ\text{C}$  (табл. XLVI).

Коэффициент теплопередачи от эфира к рассолу

$$K' = (1/424 + 4,2 \cdot 10^{-4} + 1/843)^{-1} = 252 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Плотность теплового потока

$$q' = 252 \cdot 14,5 = 3660 \text{ Вт/м}^2.$$



Корректировка значений  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ :

$$t_{w1} = t_1 - q'/\alpha'_1 = 1,0 - 3660/424 = -7,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{w2} = t_2 + q'/\alpha'_2 = -13,5 + 3660/843 = -8,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Поскольку значения критерия Прандтля для эфира незначительно различаются при изменении температуры стенки на  $1,6 \text{ }^\circ\text{C}$ , а температура внутренней стенки со стороны рассола изменилась лишь на  $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ , то последующих уточняющих приближений можно не проводить.

Расчетная площадь поверхности теплопередачи

$$F_p = 86\,500/3660 = 23,6 \text{ м}^2.$$

Теплообменная поверхность 52 труб теплообменника длиной  $4,0 \text{ м}$  и средним диаметром  $0,023 \text{ м}$

$$F_1 = \pi \cdot 0,023 \cdot 4 \cdot 52 = 15,0 \text{ м}^2.$$

Если принять два последовательных теплообменника, то запас теплообменной поверхности  $(15,0 \cdot 2 - 23,6)/23,6 = 0,271 = 27,1 \%$ .

Масса одного аппарата  $M = 820 \text{ кг}$  при цене  $90\,000 \text{ руб.}$

*Вариант 6.* Рассматривается возможность использования двухходового аппарата увеличенной за счет меньшего диаметра труб поверхности, что, может быть, позволит обеспечить необходимые параметры теплообмена за счет одного аппарата. Общее число труб в теплообменнике 166, их диаметр  $20 \times 2 \text{ мм}$  и длина  $6,0 \text{ м}$ . Диаметр кожуха  $400 \text{ мм}$ , проходное сечение одного хода трубного пространства  $S_1 = (\pi/4) 0,016^2 \cdot 83 = 1,67 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ , сечение в вырезах перегородок межтрубного пространства  $S_2 = 3,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$  (ГОСТ 15120-79).

6.1. Скорость и критерий Рейнольдса для потока эфира в межтрубном пространстве:

$$w_1 = 0,0015/3,0 \cdot 10^{-2} = 0,050 \text{ м/с};$$

$$\text{Re}_1 = 0,050 \cdot 0,020 \cdot 733/0,29 \cdot 10^{-3} = 2530.$$

Скорость и критерий Рейнольдса для потока рассола в трубном пространстве:

$$w_2 = 0,0081/1,67 \cdot 10^{-2} = 0,485 \text{ м/с};$$

$$\text{Re}_2 = 0,485 \cdot 0,016 \cdot 1220/7,17 \cdot 10^{-3} = 1320.$$

6.2. Для последующих расчетов вновь можно принять  $t_{w1} = -6,0 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $t_{w2} = -8,0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи от эфира к наружной поверхности труб

$$\alpha'_1 = \frac{\lambda_1}{d_1} \text{Nu}'_1 = \frac{0,137}{0,020} 0,40 \cdot 0,6 \cdot 2530^{0,60} \cdot 4,5^{0,30} \left( \frac{4,5}{4,8} \right)^{0,25} = 284 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Расчет коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности труб к рассолу требует определения безразмерного комплекса  $\text{Pe}d/L$  при средней температуре пристенного слоя  $(t_2 + t_{w2})/2 = (-13,5 + (-8,0))/2 = -10,75 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$\text{Pe}_2 d_2 / L = \frac{w_2 d_2 c_2 \rho_2}{\lambda_2} \frac{d_2}{L} = \frac{0,485 \cdot 0,016 \cdot 2910 \cdot 1220}{0,48} \frac{0,016}{6,0} = 151,$$

$$\alpha'_2 = \frac{\lambda_2}{d_2} \text{Nu}'_2 = \frac{0,48}{0,016} 1,55 \cdot 1 \cdot 151^{1,3} \left( \frac{5,93 \cdot 10^{-3}}{5,0 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,14} = 248 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Теплофизические свойства рассола взяты при  $-10,75^\circ\text{C}$  (табл. XLVII).  
Значение коэффициента теплопередачи

$$K' = (1/284 + 4,2 \cdot 10^{-4} + 1/248)^{-1} = 124 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Плотность теплового потока от эфира к рассолу

$$q' = K' \Delta t_{\text{ср}} = 124 \cdot 14,5 = 1800 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

где средняя разность температур эфира и рассола для двухходового теплообменника имеет прежнее значение  $\Delta t_{\text{ср}} = 14,5 \text{ К}$ .

Уточняются значения температур поверхностей загрязнений:

$$t'_{w1} = 1,0 - 1800/284 = -5,35^\circ\text{C}; \quad t'_{w2} = -13,5 + 1800/248 = -6,25^\circ\text{C}.$$

При незначительных отличиях этих значений от принятых значений  $t_{w1} = -6,0$  и  $t_{w2} = -8,0^\circ\text{C}$  можно не проводить коррекции коэффициентов теплоотдачи, полученных в первом приближении.

Необходимая расчетная поверхность теплообменника рассматриваемой по этому варианту конструкции

$$F_p = 86\,500 / (124 \cdot 14,5) = 48,2 \text{ м}^2.$$

Теплообменная поверхность аппарата с 166 трубами средним диаметром 0,018 мм и длиной 6,0 м

$$F_1 = \pi \cdot 0,018 \cdot 6,0 \cdot 166 = 56,3 \text{ м}^2.$$

Таким образом, использование одного аппарата обеспечивает запас теплообменной поверхности  $(56,3 - 48,2)/48,2 = 0,168 = 16,8\%$ , что вполне приемлемо. Масса теплообменного аппарата  $M = 1890 \text{ кг}$ , его цена 180 000 руб.

Основные параметры теплообменных аппаратов, рассмотренных выше и обеспечивающих заданные расходы и температуры теплоносителей, а также передачу необходимого теплового потока, представлены в табл. 3.8, где приняты приблизительные цены на теплообменное оборудование, которые для неучебных расчетов должны уточняться.

Однако, кроме капитальных затрат на приобретение, доставку и монтаж, которые приблизительно пропорциональны массе, а следовательно, и стоимости аппарата (сложность изготовления кожухотрубчатых теплообменных аппаратов приблизительно одинакова), существуют еще и эксплуатационные затраты на перемещение теплоносителей, которые в значительной степени зависят от скорости движения теплоносителей, от общей длины труб и их диаметра, т. е. от тех параметров, которые изменяются при переходе от одного варианта теплообменника к другому; причем по мере увеличения скоростей теплоносителей интенсивность теплопередачи возрастает, уменьшается необходимая поверхность теплопередачи, но одновременно быстро возрастают и величина гидродинамического сопротивления аппарата, и затраты энергии на перемещение теплоносителей.

Для учета эксплуатационных затрат производятся расчеты затрат на преодоление гидравлических сопротивлений рассмотренных выше вариантов теплообменной аппаратуры.

**Вариант 1.** Теплообменник "труба в трубе", состоящий из двух параллельных линий по 8 последовательных элементов длиной 6,0 м каждая; диаметр труб  $89 \times 4$  и  $57 \times 3,5$  мм.

Перепад давлений, необходимый для обеспечения скорости эфира  $w_1 = 0,288$  м/с при его средней температуре  $t_1 = 2,5$  °С, определяется по общей формуле потерь на трение (1.27)

$$\Delta p_1 = \lambda_1 \frac{L}{d_0} \frac{\rho_1 w_1^2}{2} = 0,037 \frac{6 \cdot 8}{0,024} \frac{730 \cdot 0,288^2}{2} = 2250 \text{ Н/м}^2,$$

**Таблица 3.8.** Теплообменники для охлаждения эфира рассолом (к примеру 3.1)

№ варианта	Геометрические параметры	Необходимое число, шт.	Масса 1 шт., кг	Цена 1 шт., тыс. руб.	Металлоемкость, кг/м <sup>2</sup>	Приведенные затраты, тыс. руб./год	Тип аппарата
1	$F = 1,01 \text{ м}^2$ трубы $89 \times 4$ мм, $57 \times 3,5$ мм,	16	100	10	99,5	54,8	«Труба в трубе» ГОСТ 9930-78
2	$F = 2,81 \text{ м}^2$ $D = 159 \times 4,5$ мм, $d = 25 \times 2$ мм, $L = 3,0$ м	6	255	34,5	91,0	73,5	Одноходовой кожухотрубчатый холодильник, ГОСТ 15120-79
3	$F = 8,0 \text{ м}^2$ $D = 273 \times 7$ мм, $d = 25 \times 2$ мм, $L = 3,0$ м	4	553	60	69,5	75,5	То же
4	$F = 48,1 \text{ м}^2$ , $D = 400 \times 8$ мм, $d = 25 \times 2$ мм, $L = 6,0$ м	1	1750	153	36,5	54,9	Одноходовой кожухотрубчатый теплообменник, ГОСТ 15122-79
	$F = 32,1 \text{ м}^2$ , $D = 400 \times 8$ мм, $d = 25 \times 2$ мм, $L = 4,0$ м	2	1290	120	40,3	75,1	То же
5	$F = 15,0 \text{ м}^2$ , $D = 325 \times 7$ мм, $d = 25 \times 2$ мм, $L = 4,0$ м	2	820	90	54,7	58,5	Двухходовой кожухотрубчатый холодильник, ГОСТ 15120-79
6	$F = 56,3 \text{ м}^2$ , $D = 400 \times 8$ мм, $d = 20 \times 2$ мм, $L = 6,0$ м	1	1890	180	33,5	56,9	То же

где  $\lambda_1 = 0,037$  – коэффициент трения (без учета поправки на неизотермичность потока) в кольцевом зазоре эквивалентным диаметром  $d_1 = 0,024$  м при  $Re_1 = 17,0 \cdot 10^3$  и степени шероховатости стальных труб при незначительной коррозии  $d_1/e = 24/0,2 = 120$  (рис. 1.4).

Мощность, затрачиваемая на перемещение  $V_1/2 = 1,5 \cdot 10^{-3}/2 = 0,75 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с эфира в каждой из двух параллельных секций

$$N_1 = \Delta p_1 (V_1/2) / \eta = 2,25 \cdot 10^3 \cdot 0,75 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 2,1 \text{ Вт.}$$

Перепад давлений, необходимый для перемещения рассола по внутренним трубам восьми последовательных теплообменников со скоростью  $w_2 = 2,07$  м/с:

$$\Delta p_2 = \lambda_2 \frac{L}{d_2} \frac{\rho_2 w_2^2}{2} = 0,0317 \frac{8 \cdot 6,0}{0,050} \frac{1220 \cdot 2,07^2}{2} = 80 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2,$$

где  $\lambda_2 = 0,0317$  – коэффициент трения для внутренней трубы при  $Re_2 = 17,6 \cdot 10^3$  и степени шероховатости трубы  $d_2/e = 50/0,2 = 250$  (рис. 1.4).

Мощность, необходимая для перемещения  $V_2/2 = 8,1 \cdot 10^{-3}/2 = 4,05 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с рассола в каждой из двух параллельных секций при  $\Delta p_2 = 80 \cdot 10^3$  Н/м<sup>2</sup>:

$$N_2 = \Delta p_2 (V_2/2) / \eta = 80 \cdot 10^3 \cdot 4,05 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 405 \text{ Вт,}$$

где суммарный КПД насоса и привода принят равным  $\eta = 0,8$ .

Таким образом, общая мощность, затрачиваемая на перемещение эфира и рассола в обеих параллельных секциях, составит (без учета сопротивлений трубопроводов, соединяющих последовательные элементы теплообменника)

$$N = (2,1 + 405) \cdot 2 \approx 814 \text{ Вт.}$$

Приведенные затраты на осуществление процесса теплопередачи складываются из двух слагаемых, одно из которых связано с капитальными затратами, а второе – с эксплуатационными:

$$\Pi = E_n K + \Xi,$$

где  $E_n$  – нормативный коэффициент окупаемости капитальных затрат; для такого рода оборудования  $E_n = 0,15 \text{ год}^{-1}$ , что означает срок окупаемости капитальных затрат  $1/E_n = 1/0,15 \approx 6,7$  года.

Капитальные затраты  $K$  на установку складываются из оптовой цены  $\Pi_n$  (в руб.), зависящей от массы аппарата и сложности его изготовления, и затрат на доставку и монтаж аппарата  $\Pi_m$ , которые могут быть приняты в размере 15–40% к оптовой цене. Эксплуатационные расходы  $\Xi$  (руб/год) состоят из затрат на амортизацию  $A$ , текущий ремонт и содержание оборудования  $P$ , на электроэнергию  $Z_e$  и на теплоноситель  $Z_t$  (или хладагент)  $\Xi = A + P + Z_e + Z_t$ ;  $A = a_1 K$ , где для теплообменников  $a_1 = 0,11$ ,  $P = a_2 K$ ,  $a_2 = 0,08 \pm 0,10$  для химических заводов. Годовые затраты на электроэнергию  $Z_e$  состоят из платы за установленную мощность (3600 руб/(кВт·год)) и платы за использованную электроэнергию (1 руб/(кВт·ч)). Продолжительность

работы оборудования принимается равной 8280 ч/год. Затраты на теплоноситель в условиях данной задачи постоянны для всех вариантов и определяются тепловым балансом. Таким образом, приведенные затраты:

$$\Pi = (0,15 + 0,11 + 0,09) C_n \cdot 1,25 + (3600 + 1 \cdot 8280) N,$$

где принят коэффициент затрат на доставку и монтаж 0,25;  $N$  — мощность в кВт.

Подстановка оптовой цены  $C_n$  и затрат мощности дает

$$\Pi = 0,313 \cdot 10\,000 \cdot 16 + 11\,900 \cdot 814 \cdot 10^{-3} = 59\,700 \text{ руб/год.}$$

**Вариант 2.** Одноходовые кожухотрубчатые элементные теплообменники с 13 трубами диаметром  $25 \times 2$  мм длиной 3,0 м.

Для эфира, проходящего по межтрубному пространству одного теплообменника, перепад давления при однократном проходе поперек труб определяется по формуле (1.37):

$$\Delta p_1 = b_1(2,7 + 1,7m) \text{Re}_1^{-0,28} \rho_1 w_1^2 = 0,83(2,7 + 1,7 \cdot 3) 12\,300^{-0,28} \cdot 733 \cdot 0,187^2 = 12,0 \text{ Н/м}^2,$$

где  $b_1 = 0,83$ ;  $m = 3$  — число труб в одном ряду.

Число таких поперечных проходов связано с числом перегородок в межтрубном пространстве, которое для длины труб  $L = 3,0$  м согласно ГОСТ равно  $n = 26$ .

Число проходов между перегородками равно  $n + 1 = 26 + 1 = 27$ . Следовательно, общий перепад давления при прохождении эфира по межтрубному пространству  $27\Delta p_1$ .

Затрачиваемая на перемещение эфира мощность для шести последовательных теплообменников оказывается весьма незначительной ввиду малой его скорости в межтрубном пространстве ( $w_1 = 0,187$  м/с):

$$N_1 = 6 \cdot 27\Delta p_1 V_1 / \eta = 6 \cdot 27 \cdot 12,0 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 3,62 \text{ Вт.}$$

Для рассола, проходящего по трубному пространству шести последовательных теплообменников:

$$\Delta p_2 = 0,0422 \frac{3 \cdot 6}{0,021} \frac{1220 \cdot 1,81^2}{2} = 72,4 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2,$$

где  $\lambda_2 = 0,0422$  — коэффициент сопротивления в трубах при относительной шероховатости  $21/0,2 = 105$  и  $\text{Re}_2 = 6500$ .

Мощность на перемещение рассола по трубам

$$N_2 = \Delta p_2 V_2 / \eta = 72,4 \cdot 10^3 \cdot 8,1 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 733 \text{ Вт.}$$

Суммарная мощность, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений трубного и межтрубного пространства шести последовательных теплообменников:

$$N = N_1 + N_2 = 3,62 + 733 \approx 736,6 \text{ Вт.}$$

Приведенные затраты

$$\Pi = 0,313 \cdot 34\,500 \cdot 6 + 11\,900 \cdot 736,6 \cdot 10^{-3} = 73\,500 \text{ руб/год.}$$

**Вариант 3.** Перепад давления для эфира, однократно обтекающего под углом  $60^\circ$  37 труб теплообменника:

$$\Delta p_1 = 0,83 (2,7 + 1,7 \cdot 6) 17600^{0,28} \cdot 733 \cdot 0,136^2 = 9,5 \text{ Н/м}^2.$$

Теплообменник длиной 3,0 м с 37 трубами имеет 20 перегородок, следовательно, число камер между перегородками  $20 + 1 = 21$ .

Общий перепад давления по межтрубному пространству равен  $21\Delta p_1$ .

Мощность, затрачиваемая на перемещение эфира по межтрубному пространству четырех одноходовых теплообменников:

$$N_1 = 4 \cdot 21 \cdot 9,5 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 1,5 \text{ Вт.}$$

Для рассола, параллельно проходящего по 37 трубам четырех последовательно соединенных теплообменников:

$$\Delta p_2 = 0,0281 \frac{4 \cdot 3,0}{0,021} \frac{1220 \cdot 0,635^2}{2} = 3920 \text{ Н/м}^2,$$

где  $\lambda_2 = 64/2280 = 0,0281$  — коэффициент трения внутри труб при  $Re_2 = 2280$ .

Мощность для перемещения рассола по трубам четырех последовательных теплообменников

$$N_2 = 3920 \cdot 8,1 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 39,6 \text{ Вт.}$$

Общая затрата мощности

$$N = 1,5 + 39,6 = 41,0 \text{ Вт.}$$

Приведенные затраты по третьему варианту

$$\Pi = 0,313 \cdot 60000 \cdot 4 + 11900 \cdot 41,0 \cdot 10^{-3} = 75500 \text{ руб/год.}$$

**Вариант 4.** Число поперечных перегородок в межтрубном пространстве теплообменника, имеющего длину труб  $L = 6,0$  м, согласно ГОСТ равно  $n = 22$ , а число камер между перегородками  $22 + 1 = 23$ .

Перепад давления и мощность, теряемая на трение для потока эфира в межтрубном пространстве теплообменника:

$$\Delta p_1 = 0,831 \cdot 23 (2,7 + 1,7 \cdot 10) 2790^{0,28} \cdot 733 \cdot 0,0425^2 = 54,5 \text{ Н/м}^2;$$

$$N_1 = 54,5 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 0,10 \text{ Вт.}$$

Теряемая мощность здесь крайне мала ввиду малой скорости эфира между трубами.

Для рассола, проходящего по трубам одноходового теплообменника:

$$\Delta p_2 = 0,069 \frac{1 \cdot 6,0}{0,021} \frac{1220 \cdot 0,261^2}{2} = 756 \text{ Н/м}^2,$$

$$N_2 = 756 \cdot 8,1 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 7,64 \text{ Вт,}$$

где  $\lambda_2 = 64/930 = 0,069$  — коэффициент трения ламинарного потока рассола.

Общая затрата мощности и приведенные затраты:

$$N = 0,10 + 7,64 = 7,7 \text{ Вт;}$$

$$\Pi = 0,313 \cdot 175000 \cdot 1 + 11900 \cdot 7,7 \cdot 10^{-3} = 54900 \text{ руб/год.}$$

Число камер между перегородками в аналогичном теплообменнике длиной 4,0 м равно  $n = 14$ ; перепад давления и мощность, теряемая в межтрубных пространствах двух последовательных теплообменников

$$\Delta p_1 = 0,83 \cdot 2(14 + 1)(2,7 + 1,7 \cdot 10) 2790^{-0,28} \cdot 733 \cdot 0,0425^2 = 71 \text{ Н/м}^2;$$

$$N_1 = 71 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 0,14 \text{ Вт.}$$

Для рассола, проходящего по двум последовательно соединенным теплообменникам:

$$\Delta p_2 = 0,069 \frac{4,0 + 4,0}{0,021} \frac{1220 \cdot 0,261^2}{2} = 101 \text{ Н/м}^2;$$

$$N_2 = 101 \cdot 8,1 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 10,2 \text{ Вт.}$$

Общая затрата мощности и приведенные затраты:

$$N = 0,14 + 10,2 = 10,3 \text{ Вт;}$$

$$\Pi = 0,313 \cdot 120\,000 \cdot 2 + 11\,900 \cdot 10,3 \cdot 10^{-3} = 75\,100 \text{ руб/год.}$$

**Вариант 5.** Число перегородок в межтрубном пространстве двухходового теплообменника не зависит от числа ходов по трубам и равно  $n = 18$ , число камер при длине труб 4,0 м:  $18 + 1 = 19$ .

Для межтрубных пространств двух последовательных двухходовых теплообменников

$$\Delta p_1 = 0,83 \cdot 2 \cdot 19(2,7 + 1,7 \cdot 7) 6330^{-0,28} \cdot 733 \cdot 0,10^2 = 276 \text{ Н/м}^2;$$

$$N_1 = 276 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 0,52 \text{ Вт.}$$

Для рассола, проходящего последовательно по двум ходам в каждом из двух теплообменников:

$$\Delta p_2 = 0,047 \frac{2 \cdot 4,0 + 2 \cdot 4,0}{0,021} \frac{1220 \cdot 0,90^2}{2} = 17\,700 \text{ Н/м}^2;$$

$$N_2 = 17\,700 \cdot 8,1 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 179 \text{ Вт,}$$

где  $\lambda_2 = 0,047$  — коэффициент трения при  $Re_2 = 3220$  и  $d_2/e = 0,021/0,2 = 105$ .

Суммарная теряемая на трение мощность

$$N = 0,52 + 179 \approx 180 \text{ Вт.}$$

Приведенные затраты

$$\Pi = 0,313 \cdot 90\,000 \cdot 2 + 11\,900 \cdot 180 \cdot 10^{-3} = 58\,500 \text{ руб/год.}$$

**Вариант 6.** Число перегородок в ТОА при  $L = 6,0$  м равно  $n = 18$ , число камер между перегородками  $18 + 1 = 19$ .

Потери давления и мощности в межтрубном пространстве

$$\Delta p_1 = 0,83 \cdot 19(2,7 + 1,7 \cdot 11) 2530^{-0,28} \cdot 733 \cdot 0,050^2 = 68,5 \text{ Н/м}^2;$$

$$N_1 = 68,5 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 0,13 \text{ Вт.}$$

Потери давления и мощности в трубном пространстве

$$\Delta p_2 = \frac{64}{1320} \frac{2 \cdot 6,0}{0,016} \frac{1220 \cdot 0,485^2}{2} = 5180 \text{ Н/м}^2;$$

$$N_2 = 5180 \cdot 8,1 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 52,4 \text{ Вт.}$$

Суммарная теряемая мощность по потокам эфира и рассола, проходящим по межтрубному и трубному пространствам:

$$N = 0,13 + 52,4 = 52,5 \text{ Вт.}$$

Приведенные затраты

$$\Pi = 0,313 \cdot 180\,000 \cdot 1 + 11\,900 \cdot 52,5 \cdot 10^{-3} = 56\,900 \text{ руб./год.}$$

Таким образом, в условиях данного примера основными затратами являются капитальные затраты; лишь в случае использования шести самых малых кожухотрубчатых теплообменников эксплуатационные затраты составляют 13 % от капитальных. Наименьшими приведенные затраты оказываются для одноходового кожухотрубчатого теплообменника с длиной труб 6,0 м и наружным диаметром кожуха 400 мм, который, однако, не имеет должного запаса теплообменной поверхности.

В заключение приведенного расширенного примера полезно отметить, что гидродинамические расчеты проведены здесь в сокращенном варианте, без учета сопротивлений в штуцерах, в крышках теплообменников и в некоторых других, относительно малозначащих элементах.

Цены на теплообменники и электроэнергию, разумеется, могут изменяться как со временем, так и от региона к региону, однако методика расчетов и выбора оптимальных вариантов теплообменников сохраняется.

Однотипность и повторяемость расчетов, их итеративный характер делают целесообразным использование современной вычислительной техники.

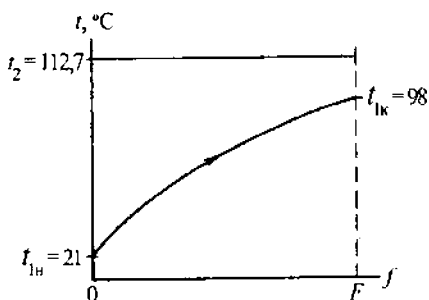
**Пример 3.11.** Рассчитать два варианта (с турбулентным и ламинарным режимами течения толуола в трубном пространстве) горизонтального теплообменного аппарата для нагревания 20 т/ч толуола от 21 до 98 °C с помощью насыщенного водяного пара абсолютным давлением 1,6 кгс/см<sup>2</sup> и с содержанием воздуха 0,5 %.

**Решение.** Для обоих вариантов принимается индекс "1" для пара в межтрубном пространстве и индекс "2" для толуола в трубном пространстве.

Температура конденсации водяного пара  $t_2 = 112,7^\circ\text{C}$  (табл. ЛII); температурная схема процесса представлена на рис. 3.32. Средняя разность температур теплоносителей

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(112,7 - 21) - (112,7 - 98)}{\ln [(112,7 - 21)/(112,7 - 98)]} = 42,1 \text{ К.}$$

Средняя температура толуола



$$t_2 = t_1 - \Delta t_{\text{cp}} = 112,7 - 42,1 = 70,6^\circ\text{C.}$$

Объемный расход толуола

$$V_2 = G_2 / \rho_2 = (20 \cdot 10^3 / 3,6 \cdot 10^3) / 820 = 6,78 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

Рис. 3.32. Температурная схема процесса нагревания толуола конденсирующимся водяным паром (к примеру 3.11).



где  $\rho_2 = 820 \text{ кг/м}^3$  – плотность толуола при  $70,6^\circ \text{C}$  (табл. III).

Тепловой поток, необходимый для нагревания толуола:

$$Q = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}) = (20 \cdot 10^3 / 3,6 \cdot 10^3) 1,8 (98 - 21) = 771 \text{ кВт},$$

где  $c_2 = 1,8 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$  – удельная теплоемкость толуола при  $70,6^\circ \text{C}$  (рис. IX).

Расход насыщенного греющего пара (с учетом принимаемых потерь теплоты 7 %):

$$G_1 = 1,07 Q / r = 1,07 \cdot 771 / 2227 = 0,370 \text{ кг/с},$$

где  $r = 2227 \text{ кДж/кг}$  – удельная теплота конденсации водяного пара при  $t_2 = 112,7^\circ \text{C}$  (табл. IИ).

Определяется ориентировочное максимальное значение поверхности теплообмена, для чего по табл. 3.4 принимается минимальное значение коэффициента теплопередачи для случая теплопередачи от конденсирующегося водяного пара к органическим жидкостям  $K_{мин} = 120 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$ :

$$F_{мин} = Q / (K_{мин} \Delta t_{ср}) = 771 \cdot 10^3 / (120 \cdot 42,1) = 151 \text{ м}^2.$$

Первый вариант (турбулентный режим).

Скорость толуола в трубах для обеспечения условия  $Re_2 > 10^4$  должна быть не менее  $w'_2$ :

$$w'_2 = 10^4 \mu_2 / (d_2 \rho_2) = 10^4 \cdot 0,36 \cdot 10^{-3} / (0,021 \cdot 820) = 0,209 \text{ м/с},$$

где  $\mu_2 = 0,36 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость толуола при  $70,6^\circ \text{C}$  (рис. III).

Число параллельных труб диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$ , обеспечивающих условие  $Re_2 > 10^4$  при заданном расходе толуола:

$$n' = V_2 / ((\pi/4) d_2^2 w'_2) = 6,78 \cdot 10^{-3} / (0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,209) = 93,7 = 94 \text{ шт.}$$

Условию  $n < 94$  и  $F < 151 \text{ м}^2$  удовлетворяют (табл. 3.7) два кожухотрубчатых теплообменника: 1) четырехходовой, с общим числом труб 210 и диаметром кожуха 600 мм; 2) шестиходовой, с общим числом труб 198 и диаметром кожуха также 600 мм.

Для дальнейшего расчета принимается четырехходовой теплообменник. Определяется конкретное значение критерия  $Re_2$  для принятого аппарата:

$$Re_2 = 10^4 (n' / n) = 10^4 (93,7 / 52,5) = 17\,850,$$

где  $n = 210 / 4 = 52,5$  – число труб на один ход.

В качестве первого приближения принимается значение температуры наружной поверхности труб со стороны пара  $t'_{w1} = 110^\circ \text{C}$ .

Вычисляется коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к наружной поверхности горизонтальных труб (формула (3.42г)):

$$\alpha'_1 = 0,6 \cdot 1,28 \cdot 0,62 \cdot 7,14 \cdot 10^3 / (0,025 \cdot 2,7)^{1/4} = 6,66 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)},$$

где  $\varepsilon_r = 0,6$  – коэффициент, учитывающий наличие 0,5 % воздуха в паре (рис. 3.8),  $\varepsilon = 0,62$  – коэффициент (рис. 3.6), учитывающий взаимное

влияние  $n_r = 14$  рядов труб по вертикали (табл. 3.7),  $A_r = 7,14 \cdot 10^3$  – коэффициент, учитывающий свойства конденсата при  $112,7^\circ\text{C}$  (табл. 3.5),  $\Delta t = t_1 - t'_{w1} = 112,7 - 110 = 2,7^\circ\text{C}$ ,  $d_1 = 0,025$  м – наружный диаметр труб.

Плотность теплового потока от пара к наружной поверхности труб

$$q'_1 = 6,66 \cdot 10^3 (112,7 - 110) = 18,0 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

По табл. XXVI принимаются тепловые проводимости загрязнений со стороны греющего пара  $1/r_{r1} = 5800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  и со стороны толуола  $1/r_{r2} = 5800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

Температура стенки со стороны толуола

$$t'_{w2} = t'_{w1} - q'_1 (1/r_{r1} + 1/r_{r2} + \delta/\lambda) = 110 - 18,0 \cdot 10^3 (1/5800 + 1/5800 + 0,002/46,5) = 103^\circ\text{C}.$$

Значение критерия Нуссельта для толуола при  $Re_2 > 10^4$  определяется по соотношению (3.15):

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 1 \cdot 17850^{0,80} \cdot 5,19^{0,43} (5,2/3,3)^{0,25} = 120,$$

где  $Pr_2 = 5,2$  – критерий Прандтля для толуола при  $70,6^\circ\text{C}$ ;  $Pr_{w2} = 3,3$  – то же при  $103^\circ\text{C}$  (рис. X).

Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности труб к толуолу

$$\alpha_2 = 120 \cdot 0,125/0,021 = 712 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda_2 = 0,125 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – теплопроводность толуола при  $70,6^\circ\text{C}$  (рис. VIII).

Плотность теплового потока от внутренних стенок труб к толуолу

$$q'_2 = \alpha'_2 (t'_{w2} - t_2) = 712 (103 - 70,6) = 23 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Заметное различие плотностей тепловых потоков  $q'_1$  и  $q'_2$  требует коррекции значения  $t'_{w1}$ .

В качестве второго приближения принимается  $t''_{w1} = 109,5^\circ\text{C}$ . Новые значения коэффициента теплоотдачи от пара

$$\begin{aligned} \alpha''_1 &= 0,6 \cdot 1,28 \cdot 0,62 \cdot 7,14 \cdot 10^3 / (0,025 (112,7 - 109,5))^{1/4} = \\ &= 6,38 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \end{aligned}$$

и плотности теплового потока от пара

$$q''_1 = 6,38 \cdot 10^3 (112,7 - 109,5) = 20,3 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Второе приближение температуры внутренней стенки трубы

$$t''_{w2} = 109,5 - 20,3 \cdot 10^3 (1/5800 + 1/5800 + 0,002/46,5) = 101,6^\circ\text{C}.$$

Значение коэффициента теплоотдачи к толуолу практически не изменится при изменении температуры стенки с  $103$  до  $101,6^\circ\text{C}$ . Тогда плотность теплового потока к толуолу

$$q''_2 = 712 (101,6 - 70,6) = 22,1 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Значения  $q''_2$  и  $q''_1$  не совпадают приблизительно на 9 %.

Третье приближение  $t'''_{w1} = 109,3^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплоотдачи от пара:

$$\begin{aligned} \alpha'''_1 &= 0,6 \cdot 1,28 \cdot 0,62 \cdot 7,14 \cdot 10^3 / (0,025 (112,7 - 109,3))^{1/4} = \\ &= 6,29 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Плотность теплового потока от пара

$$q_1'' = 6,29 \cdot 10^3 (112,7 - 109,3) = 21,3 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура внутренней стенки

$$t_{w2}'' = 109,3 - 21,3 \cdot 10^3 (1/5800 + 1/5800 + 0,002/46,5) = 101 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Плотность теплового потока к толуолу

$$q_2'' = 712(101 - 70,6) = 21,6 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Расхождение значений плотностей тепловых потоков  $q_1''$  и  $q_2''$  не превышает 1,4 %.

Таким образом, величина необходимой теплообменной поверхности

$$F = Q/q'' = 771 \cdot 10^3 / (21,3 \cdot 10^3 + 21,6 \cdot 10^3) / 2 = 37,7 \text{ м}^2.$$

Значение коэффициента теплопередачи

$$K = (1/6,29 \cdot 10^3 + 1/5800 + 1/5800 + 0,002/46,5 + 1/712)^{-1} = \\ = 512 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

что значительно отличается от первоначально принятого минимального значения.

Проверка значения плотности теплового потока от пара к толуолу:

$$q = K \Delta t_{cp} = 512 \cdot 42,1 = 21,5 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Точность совпадения значений плотности тепловых потоков вполне достаточная.

При значительном превышении коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара по сравнению с коэффициентом теплоотдачи к толуолу ( $6,29 \cdot 10^3$  против  $712 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ) расчетным диаметром при определении поверхности теплопередачи может служить внутренний диаметр труб. Для теплообменника с длиной труб  $L = 3,0 \text{ м}$

$$F = \pi d_2 L n = \pi \cdot 0,021 \cdot 3,0 \cdot 210 = 41,6 \text{ м}^2.$$

Запас теплообменной поверхности составляет  $(41,6 - 37,7)/37,7 = 0,104 = 10,4 \%$ .

Таким образом, для обеспечения заданных параметров процесса и турбулентного режима течения толуола может быть принят кожухотрубчатый четырехходовой теплообменник с числом труб  $52,5/210$  длиной  $3,0 \text{ м}$  и диаметром кожуха  $600 \text{ мм}$ .

Средняя разность температур теплоносителей  $\Delta t_{cp} = 42,1 \text{ К}$  близка к допускаемой разности температур между кожухом и трубами  $(t_{\kappa} - t_{\tau})_{\max} = 40 \text{ К}$  (табл. XXXI), это дает возможность использовать аппарат с жестким креплением труб в трубной решетке (типа ТН).

Второй вариант (ламинарный поток толуола в трубах).

Чтобы обеспечить условие  $Re_2 < 2300$ , скорость толуола в трубах должна быть меньше  $w_2'$ :

$$w_2' = 2300 \mu_2 / (d_2 \rho_2) = 2300 \cdot 0,36 \cdot 10^{-3} / (0,021 \cdot 820) = 0,048 \text{ м/с},$$

а число труб на один ход трубного пространства — больше  $n_2'$ :

$$n_2' = V_2 / ((\pi/4) d_2^2 w_2') = 6,78 \cdot 10^{-3} / (0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,048) = 408.$$

Условиям  $n > 408$  и  $F < 150 \text{ м}^2$  удовлетворяет одноходовой кожухотрубчатый теплообменник с числом труб  $n = 465$ , теплообменной поверхностью от 73 до  $329 \text{ м}^2$  в зависимости от длины трубчатой части от 2,0 до 9,0 м и диаметром кожуха 800 мм (табл. 3.7).

Определяется действительное значение критерия Рейнольдса для толуола

$$Re_2 = 2300(n'/n) = 2300(408/465) = 2015.$$

Для выбора расчетного уравнения при ламинарном режиме течения необходимо знать ориентировочное значение произведения критериев Грасгофа и Прандтля ( $GrPr$ ). В критерий  $Gr_2$  в качестве определяющей температуры входит температура внутренней поверхности стенки трубы, которую необходимо предварительно принимать, а затем проверять правильность принятого значения по условию равенства плотностей стационарных тепловых потоков, проходящих последовательные термические сопротивления на пути от водяного пара к толуолу.

При задании первого приближения для температуры  $t_{w2}$  полезно учесть, что значение коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося водяного пара к наружной поверхности горизонтальных труб может значительно превышать коэффициент теплоотдачи к потоку органических жидкостей внутри труб (табл. 3.3). Следовательно, разность температур толуола и внутренней поверхности трубы должна приблизительно в такое же число раз превышать разность температур пара и наружной стенки. В условиях данного примера  $\alpha_1/\alpha_2 = 6,29 \cdot 10^3/712 = 8,83$  для первого варианта расчета; с учетом того обстоятельства, что при ламинарном режиме течения теплоносителя (толуола) коэффициент  $\alpha_2$  будет меньшим, чем для турбулентного, в качестве первого приближения значение  $\Delta t_2$  может быть принято, например, как девять десятых от средней разности температур теплоносителей:

$$\Delta t'_2 = 0,90 \Delta t_{cp} = 0,90 \cdot 42,1 = 38,0 \text{ К}.$$

При этом температура внутренней стенки труб  $t'_{w2} = t_2 + \Delta t'_2 = 70,6 + 38,0 = 108,6^\circ \text{C}$ , а определяющая температура  $t' = t_2 + (\Delta t'_2/2) = 70,6 + (38/2) = 89,6^\circ \text{C}$ .

Значение произведения ( $Gr_2 Pr_2$ ) при  $89,6^\circ \text{C}$

$$(Gr_2 Pr_2) = \frac{g d_2^3 \rho_2^2}{\mu_2^2} \beta_2 \Delta t'_2 Pr_2 = \frac{9,81 \cdot 0,021^3 \cdot 798^2}{(0,295 \cdot 10^{-3})^2} \cdot 1,28 \cdot 10^{-3} \cdot 38,0 \cdot 3,9 = 12,2 \cdot 10^7,$$

где значения теплофизических свойств толуола взяты по табл. III, VII, XXVIII, а критерия  $Pr_2 = 3,9$  — из номограммы X.

Поскольку  $(Gr_2 Pr_2) > 8 \cdot 10^5$  и  $Re_2 < 3500$ , то используется расчетная формула (3.20), при этом принимается длина трубы  $L = 3,0 \text{ м}$ :

$$Nu_2 = 0,80 (7860 \cdot 0,021/3,0)^{0,40} (12,2 \cdot 10^7)^{0,10} (0,295/0,250)^{0,14} = 26,0,$$

где критерий Пекле  $Pe_2 = Re_2 Pr_2 = 2015 \cdot 3,9 = 7860$ ,  $\mu'_{w2} = 0,250 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — динамическая вязкость толуола при  $t'_{w2} = 108,6^\circ \text{C}$  (рис. III).

Коэффициент теплоотдачи к толуолу

$$\alpha'_2 = Nu_2 \lambda_2 / d_2 = 26,0 \cdot 0,125 / 0,021 = 152 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Плотность теплового потока от внутренней поверхности труб к толуолу

$$q'_2 = 152 (108,6 - 70,6) = 5880 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура наружной поверхности труб

$$t'_{w1} = t'_{w2} + q'_2 (1/r_{\tau 1} + 1/r_{\tau 2} + \delta/\lambda) = 108,6 + 5880 (1/5800 + 1/5800 + 0,002/46,5) = 110,9^\circ \text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к наружной поверхности горизонтальных труб

$$\alpha'_1 = 0,6 \cdot 1,28 \cdot 0,57 \cdot 7,14 \cdot 10^3 / (0,025 (112,7 - 110,9))^{1/4} = 6,80 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)},$$

где коэффициент 0,57 соответствует числу рядов труб по вертикали  $n_p = 32$  (табл. 3.7) для теплообменника с числом труб  $n = 465$ .

Плотность теплового потока от пара к трубам

$$q'_1 = 6,80 \cdot 10^3 (112,7 - 110,9) = 12,2 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2,$$

что более чем в два раза превышает первое приближение для  $q'_2$ . Следовательно, значение температуры  $t'_{w2}$  должно быть увеличено.

В качестве второго приближения принимается  $t''_{w2} = 110^\circ \text{C}$ . Столь незначительное изменение температуры стенки практически не изменит значения  $\alpha_2$ , но несколько увеличит плотность теплового потока к толуолу:

$$q''_2 = 152 (110 - 70,6) = 6000 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура наружной поверхности труб

$$t''_{w1} = 110 + 6000 (1/5800 + 1/5800 + 0,002/46,5) = 112,3^\circ \text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи от пара

$$\alpha''_1 = 0,6 \cdot 1,28 \cdot 0,57 \cdot 7,14 \cdot 10^3 / (0,025 (112,7 - 112,3))^{1/4} = 9,86 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Плотность теплового потока от пара к наружной поверхности труб

$$q''_1 = 9,86 \cdot 10^3 (112,7 - 112,3) = 3,94 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2 < 6,0 \cdot 10^3 = q'_2.$$

Принимается третье приближение температуры внутренней поверхности труб  $t'''_{w2} = 109,7^\circ \text{C}$ .

Плотность теплового потока к толуолу

$$q'''_2 = 152 (109,7 - 70,6) = 5920 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура наружной поверхности труб

$$t'''_{w1} = 109,7 + 5920 \cdot 0,000389 = 112,0^\circ \text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока от пара:

$$\alpha'''_1 = 0,6 \cdot 1,28 \cdot 0,57 \cdot 7,14 \cdot 10^3 / (0,025 (112,7 - 112,0))^{1/4} = 8,43 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)},$$

$$q'''_1 = 8,43 \cdot 10^3 (112,7 - 112,0) = 5900 \text{ Вт/м}^2,$$

что отличается от  $q'''_2$  лишь на  $(5920 - 5900)/5900 \approx 0,0034 = 0,34\%$ .

Значение коэффициента теплопередачи

$$K = (1/8,43 \cdot 10^3 + 0,000389 + 1/152)^{-1} = 141 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площадь необходимой поверхности теплопередачи

$$F = Q/(K\Delta t_{\text{ср}}) = 771 \cdot 10^3 / (141 \cdot 42,1) = 130 \text{ м}^2.$$

Расчетная поверхность теплообменника с 465 трубами длиной 3,0 м может быть определена по внутреннему диаметру труб:

$$F = \pi \cdot 0,021 \cdot 465 \cdot 3,0 = 91,7 \text{ м}^2.$$

Следовательно, теплообменника с длиной труб 3,0 м недостаточно.

Предварительная оценка варианта такого же теплообменника с длиной труб  $L = 4,0$  м (при прежних значениях коэффициентов теплоотдачи) показывает, что его поверхность также недостаточна:  $F = 91,7 \cdot 4,0/3,0 = 122 \text{ м}^2 < 130 \text{ м}^2$ .

Следующая длина труб теплообменника с 465 трубами  $L = 6,0$  м (табл. 3.7), теплообменная поверхность по внутреннему диаметру  $F = \pi \cdot 0,021 \cdot 465 \cdot 6,0 = 184 \text{ м}^2$ .

Значение коэффициента теплоотдачи к толуолу с удвоенной длиной труб уменьшится:

$$\alpha_2 = 152/2^{0,40} = 114 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Точный расчет вновь требует последовательных приближений по температурам поверхностей стенки. Как и всегда, в диапазоне  $t_1 + t_2$  можно задаваться любым значением любой из температур  $t_{w1}$  или  $t_{w2}$ . Однако при расчетах без помощи программируемой вычислительной техники для уменьшения числа необходимых итераций полезно использовать результаты уже проведенных расчетов. Так, в данном случае основным термическим сопротивлением является сопротивление теплоотдачи к толуолу, и потому коэффициент теплопередачи  $K$  будет лишь незначительно меньше значения  $\alpha_2$  (141/152 при  $L = 3,0$  м). Следовательно, и при  $L = 6,0$  м в качестве начального приближения можно, уменьшив значение коэффициента  $K$  в прежней пропорции к  $\alpha_2$ , принять плотность теплового потока равной  $q' = (141/152) 114 \cdot 42,1 = 4450 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , а температуру стенки труб со стороны толуола  $t'_{w2} = t_2 + q'/\alpha_2 = 70,6 + 4450/114 = 109,7^\circ \text{С}$ .

Вновь полагая значение  $\alpha_2$  практически постоянным при изменении температуры стенки на  $1-2^\circ \text{С}$ , вычислим температуру стенки со стороны пара:

$$t'_{w1} = 109,7 + 4450 \cdot 0,000389 = 111,4^\circ \text{С}.$$

Коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока от пара к наружной поверхности труб:

$$\alpha'_1 = 0,6 \cdot 1,28 \cdot 0,57 \cdot 7,14 \cdot 10^3 / (0,025(112,7 - 111,4))^{1/4} = 2920 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$q'_1 = 2920 (112,7 - 111,4) = 3800 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Несмотря на предварительную оценку, плотности тепловых потоков  $q'$  и  $q'_1$  все же не совпадают с достаточной точностью, и необходимо следующее приближение, в качестве которого принимается несколько меньшее значение температуры наружной поверхности стенки (поскольку  $q'_1 < q'$ ):  $t'_{w1} = 111,1^\circ \text{С}$ .

Коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока от пара:

$$\alpha_1'' = 0,6 \cdot 1,28 \cdot 0,57 \cdot 7,14 \cdot 10^3 / (0,025 (112,7 - 111,1))^{1/4} = 2800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$q_1'' = 2800 (112,7 - 111,1) = 4480 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Температура стенки со стороны толуола

$$t_{w2}'' = 111,1 - 4480 \cdot 0,000389 = 109,4 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Плотность теплового потока от стенки к толуолу

$$q_2'' = 114 (109,4 - 70,6) = 4430 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Совпадение  $q_1''$  и  $q_2''$  вполне удовлетворительное, и необходимости в следующем приближении нет.

Значение коэффициента теплопередачи

$$K = (1/2800 + 0,000389 + 1/114)^{-1} = 106 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Необходимая поверхность теплопередачи

$$F = 771 \cdot 10^3 / (106 \cdot 42,1) = 172 \text{ м}^2$$

с запасом в  $(184 - 172)/172 = 0,07 = 7\%$  обеспечивается теплообменником с длиной труб  $L = 6,0 \text{ м}$ .

**Пример 3.ИИ.** Рассчитать необходимую поверхность кожухотрубчатого теплообменника, в межтрубном пространстве которого охлаждается от 76 до 31  $^\circ\text{С}$  1240  $\text{м}^3/\text{ч}$  (считая на нормальные условия) азота при абсолютном давлении 1,5  $\text{кгс}/\text{см}^2$ . Охлаждающая вода поступает в трубное пространство ТОА при 16  $^\circ\text{С}$ .

**Решение.** Тепловой поток, отдаваемый азотом при отсутствии тепловых потерь и, соответственно, воспринимаемый водой:

$$Q = V_{01} \rho_{01} c_1 (t_{1в} - t_{1к}) = (1240/3600) 1,25 \cdot 1,05 (76 - 31) = 20,3 \text{ кВт},$$

где  $\rho_{01} = 1,25$  — плотность азота при 0  $^\circ\text{С}$  и 760 мм рт. ст. (табл. ИИ);  $c_1 = 1,05 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  — удельная теплоемкость азота при его среднеарифметической температуре  $(76 + 31)/2 = 53,5 \text{ }^\circ\text{С}$  (табл. ХХИ).

При не слишком значительном тепловом потоке  $Q$  расход охлаждающей воды не будет большим, если принять ее температуру на выходе из аппарата  $t_{2к} = 26 \text{ }^\circ\text{С}$  (при этом будет обеспечено минимальное отложение солей на внутренней поверхности труб).

Тогда расход воды

$$G_2 = Q / (c_2 (t_{2к} - t_{2в})) = 20,3 / (4,19 (26 - 16)) = 0,485 \text{ кг}/\text{с},$$

где  $c_2 = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  — удельная теплоемкость воды при ее среднеарифметической температуре  $t_2 = (26 + 16)/2 = 21 \text{ }^\circ\text{С}$ .

Температурная схема при противотоке азота и воды:

$$76 \rightarrow 31$$

$$26 \leftarrow 16.$$

Средняя разность температур теплоносителей

$$\Delta t_{cp} = \frac{(76 - 26) - (31 - 16)}{\ln [(76 - 26)/(31 - 16)]} = 29,0 \text{ К}.$$

Уточненное значение среднеинтегральной температуры азота

$$t_1 = t_2 + \Delta t_{\text{ср}} = 21 + 29 = 50 \text{ }^\circ\text{C},$$

которое практически не изменяет значения его удельной теплоемкости.

Определяется максимальное значение теплообменной поверхности, для чего из табл. 3.3 принимается для поперечного обтекания воздухом пучка шахматно расположенных труб  $\alpha_{\text{внеш}} = K_{\text{внеш}} = 70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :

$$F_{\text{макс}} = Q/(K_{\text{мин}} \Delta t_{\text{ср}}) = 20,3 \cdot 10^3 / (70 \cdot 29) = 10,0 \text{ м}^2.$$

Условию  $F < 10 \text{ м}^2$  удовлетворяет одноходовой кожухотрубчатый аппарат с 37 трубами (табл. 3.7) с площадью проходного сечения в вырезе перегородки  $S_1 = 0,013 \text{ м}^2$ .

Скорость азота в межтрубном пространстве

$$w_1 = 0,28 / 0,013 = 21,5 \text{ м/с},$$

где  $V_1 = \frac{1240}{3600} \cdot \frac{273+50}{273} \cdot \frac{1,033}{1,5} = 0,28 \text{ м}^3/\text{с}$  – объемный расход азота при рабочих условиях ( $t_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $p_1 = 1,5 \text{ кгс/см}^2$ ).

Значение критерия Рейнольдса для азота

$$\text{Re}_1 = 21,5 \cdot 0,025 \cdot 1,53 / 0,019 \cdot 10^{-3} = 43,3 \cdot 10^3,$$

где  $\rho_1 = 1,25 \cdot 273 \cdot 1,5 / (323 \cdot 1,033) = 1,53 \text{ кг/м}^3$  – плотность азота при рабочих условиях;  $\mu_1 = 0,019 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость азота при  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. IV).

По расчетной формуле (3.27) для двухатомных газов

$$\text{Nu}_1 = 0,356 \cdot 0,6 \cdot 43 \cdot 10^3^{0,80} = 129,$$

где  $\epsilon_{\phi} = 0,6$  для кожухотрубчатых теплообменников с перегородками.

Коэффициент теплоотдачи от азота к наружной поверхности труб

$$\alpha_1 = 129 \cdot 0,0267 / 0,025 = 138 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\lambda_1 = 0,0267 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – теплопроводность азота при  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  (табл. XXV).

Площадь поперечного сечения 37 труб одноходового теплообменника

$$S_2 = (\pi/4) 0,021^2 \cdot 37 = 0,0128 \text{ м}^2.$$

Скорость воды в трубах

$$w_2 = 0,485 / (998 \cdot 0,0128) = 0,038 \text{ м/с},$$

где  $\rho_2 = 998 \text{ кг/м}^3$  – плотность воды при  $21 \text{ }^\circ\text{C}$  (табл. III).

Критерий Рейнольдса для воды

$$\text{Re}_2 = 0,038 \cdot 0,021 / 0,986 \cdot 10^{-6} = 809,$$

где  $\nu_2 = 0,986 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – кинематическая вязкость воды при  $21 \text{ }^\circ\text{C}$  (табл. XXXV).

Для определения расчетной формулы находится ориентировочное значение произведения ( $\text{Gr}_2 \text{Pr}_2$ ), для чего необходимо предварительно задаться температурой внутренней поверхности труб; при этом полезно



иметь в виду относительно большие значения коэффициентов теплоотдачи к каплевым жидкостям по сравнению с  $\alpha_1$  для газовых потоков (табл. 3.3). Поэтому температура  $t_{w2}$  со стороны воды должна быть значительно ближе к температуре воды, чем температура наружной поверхности труб  $t_{w1}$  к температуре азота.

В качестве первого приближения принимается  $t'_{w2} = t_2 + 0,25 \cdot \Delta t_{cp} = 21 + 0,25 \cdot 29,0 = 28,2$  °C. Тогда для  $Re < 10^4$  определяющая температура  $t' = (t'_{w2} + t_2)/2 = (28,2 + 21)/2 = 24,6$  °C и значения теплофизических свойств воды при вычислении произведения  $(Gr_2 Pr_2)$  берутся при этой температуре:

$$(Gr_2 Pr_2)' = \frac{9,81 \cdot 0,021^3 \cdot 997^2 \cdot 2,52 \cdot 10^{-4}}{(0,94 \cdot 10^{-3})^2} = (28,2 - 21) \cdot 6,2 = 1,15 \cdot 10^6,$$

где значения  $\rho_2$ ,  $\mu_2$ ,  $\beta_2$  и  $Pr_2$  для воды взяты по табл. XXXV, XXVIII и рис. III, X.

При  $(GrPr) > 8 \cdot 10^5$  для горизонтального трубчатого аппарата справедлива формула (3.20):

$$Nu'_2 = 0,80(35,0)^{0,40} (1,15 \cdot 10^6)^{0,10} (0,94 \cdot 10^{-3}/0,89 \cdot 10^{-3})^{0,14} = 13,4,$$

где  $(Pe_2 d_2/L) = Re_2 Pr_2 d_2/L = 809 \cdot 6,2 \cdot 0,021/3,0 = 35,0$  и принята максимальная длина труб рассматриваемого аппарата  $L = 3,0$  м;  $\mu_{w2} = 0,89 \cdot 10^{-3}$  Па·с – динамическая вязкость воды при 28,2 °C (рис. III).

Коэффициент теплоотдачи к воде

$$\alpha'_2 = 13,4 \cdot 0,608/0,021 = 389 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\lambda_2 = 0,608 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – теплопроводность воды при 21 °C (рис. VIII).

Тепловая проводимость загрязнений стенок труб со стороны азота принимается равной 2800 Вт/(м<sup>2</sup>·К) и со стороны воды среднего качества 2400 Вт/(м<sup>2</sup>·К) (табл. XXVI). Тогда коэффициент теплопередачи

$$K' = \left( \frac{1}{138} + \frac{1}{2800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2400} + \frac{1}{389} \right)^{-1} = 94,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Плотность теплового потока от азота к воде

$$q' = K' \Delta t_{cp} = 94,0 \cdot 29,0 = 2720 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

и от внутренней поверхности труб к воде

$$q'_2 = 389 (28,2 - 21) = 2800 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Совпадение плотностей тепловых потоков  $q'$  и  $q'_2$  удовлетворительное, и дальнейших приближений не требуется. Дополнительно можно определить температуру наружной поверхности стенки

$$t'_{w1} = t_1 - q'/\alpha_1 = 50 - 2720/138 = 30,1$$
 °C.

Расчетная площадь теплопередающей поверхности

$$F = Q/(K' \Delta t_{cp}) = 20,3 \cdot 10^3/(94,0 \cdot 29,0) = 7,44 \text{ м}^2.$$

У одноходового кожухотрубчатого теплообменника с диаметром кожуха  $273 \times 7$  мм и длиной 37 труб  $L = 3,0$  м поверхность теплопередачи по среднему диаметру труб

$$F = \pi \cdot 0,023 \cdot 3,0 \cdot 37 = 8,02 \text{ м}^2.$$

Если запас поверхности  $(8,02 - 7,44)/7,44 = 0,078 = 7,8\%$  недостаточен, то возможно использовать два последовательно соединенных теплообменника с тем же числом труб, но длиной труб  $L = 1,5$  м, имея в виду, что для более коротких труб коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности труб несколько увеличивается.

Значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  от азота не изменится, тогда как коэффициент теплоотдачи к воде увеличится:

$$\alpha_2 = 389(3,0/1,5)^{0,40} = 512 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи также увеличится:

$$K = (1/138 + 1/2800 + 0,002/46,5 + 1/2400 + 1/512)^{-1} = 99,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Необходимая поверхность теплопередачи

$$F = 20,3 \cdot 10^3 / (99,5 \cdot 29,0) = 7,05 \text{ м}^2.$$

Теперь запас суммарной теплообменной поверхности двух теплообменников составляет  $(8,02 - 7,05)/7,05 = 0,0138 = 1,38\%$ .

Для установления допустимости использования аппарата с неподвижными решетками (типа ТН) уточняются значения температур поверхностей труб, для чего определяется плотность теплового потока от азота к воде:

$$q = K \Delta t_{\text{ср}} = 99,5 \cdot 29,0 = 2880 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура внутренней поверхности труб

$$t_{w2} = t_2 + q/\alpha_2 = 21 + 2880/512 = 26,6^\circ \text{C}.$$

Температура наружной поверхности

$$t_{w1} = t_1 - q/\alpha_1 = 50 - 2880/138 = 29,0^\circ \text{C}.$$

Среднее арифметическое значение температур стенок труб

$$t_s = (29,0 + 26,6)/2 = 27,8^\circ \text{C}.$$

Температура кожуха теплообменника может быть с некоторым запасом принята равной температуре горячего теплоносителя (азота) в межтрубном пространстве. Тогда разность температур кожуха и труб равна  $50 - 27,8 = 22,2$  К; поскольку полученное значение превышает допустимую разность в 20 К (табл. XXXI), то для того чтобы избежать опасных термических напряжений в теплообменниках, следует использовать теплообменники с компенсацией напряжений (типа ХК).

**Пример 3.IV.** Рассчитать необходимую поверхность греющей камеры выпарного аппарата, в вертикальных трубах которой при средней температуре кипения  $t_{\text{кип}} = 90^\circ \text{C}$  испаряется  $W = 2,0$  т/ч воды из 20 %-го раствора хлорида натрия. Абсолютное давление сухого греющего пара  $1,8$  кгс/см<sup>2</sup>. Высота кипяtilьных труб  $H = 5,0$  м. Теплопроводность раствора при температуре кипения  $\lambda_2 = 0,65$  Вт/(м · К).

**Р е ш е н и е .** Разность температур теплоносителей

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{конд}} - t_{\text{кип}} = 116,3 - 90 = 26,3 \text{ К.}$$

где  $t_{\text{конд}} = 116,3^\circ \text{C}$  – температура конденсации водяного пара при  $1,8 \text{ кгс/см}^2$  (табл. ЛП).

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося водяного пара к наружной поверхности вертикальных труб дается формулой (3.42б):

$$\alpha_1 = 2,04 \frac{7,19 \cdot 10^3}{(5,0 \Delta t_1)^{1/4}} = 9780 \Delta t_1^{-0,25},$$

где  $A_1 = 7,19 \cdot 10^3$  – коэффициент, значение которого принято согласно п. 22 при  $t_{\text{конд}} = 116,3^\circ \text{C}$ ;  $\Delta t_1 = t_{\text{конд}} - t_{\text{w1}}$ ,  $t_{\text{w1}}$  – температура наружной поверхности труб со стороны пленки конденсата.

Плотность теплового потока от пара к наружной поверхности труб

$$q_1 = \alpha_1 \Delta t_1 = 9,78 \cdot 10^3 \Delta t_1^{-0,25} \cdot \Delta t_1 = 9,78 \cdot 10^3 \Delta t_1^{0,75}.$$

Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности вертикальных труб к кипящему раствору согласно формуле (3.44):

$$\alpha_2 = 0,0801 \left( \frac{0,65^2 \cdot 1115}{0,505 \cdot 10^{-3} \cdot 67,7 \cdot 10^{-3} (273+90)} \right)^{1/3} q^{2/3} = 2,68 q^{2/3},$$

где  $b = 0,075 + 0,75 \left( \frac{0,622}{1115 - 0,622} \right)^{2/3} = 0,0801$ ; физические свойства 20 %-го раствора хлорида натрия определены по табл. III, XIX, а плотность водяного пара при  $t_{\text{кип}} = 90^\circ \text{C}$  и атмосферном давлении – по закону состояния идеальных газов:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{18}{22,4} \frac{273}{273+90} = 0,622 \text{ кг/м}^3.$$

Согласно табл. XXVI принимаются значения тепловых проводимостей загрязнений стенки трубы: со стороны пара  $5800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  и со стороны кипящего раствора  $2900 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Тогда суммарная проводимость обоих загрязнений и самой стальной стенки:

$$1/\sum r_{\tau} = (1/5800 + 0,002/46,5 + 1/2900)^{-1} = 1785 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

В качестве первого приближения принимается температура наружной поверхности внешнего слоя загрязнений  $t'_{\text{w1}} = 114^\circ \text{C}$ . Тогда коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока от пара:

$$\alpha'_1 = 9,78 \cdot 10^3 (116,3 - 114)^{-1/4} = 7,94 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$q'_1 = 7,94 \cdot 10^3 (116,3 - 114) = 18,3 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура поверхности загрязнений со стороны раствора

$$t'_{\text{w2}} = t'_{\text{w1}} - q'_1 \sum r_{\tau} = 114 - 18,3 \cdot 10^3 / 1785 = 103,8^\circ \text{C}.$$

Первое приближение коэффициента теплоотдачи к раствору:

$$\alpha'_2 = 2,68 (q'_1)^{2/3} = 2,68 (18,3 \cdot 10^3)^{2/3} = 1,86 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Вычисляется первое приближение для плотности теплового потока к кипящему раствору:

$$q'_2 = 1,86 \cdot 10^3 (103,8 - 90) = 25,6 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Поскольку  $q'_1 < q'_2$ , то во втором приближении температура стенки со стороны пара должна быть уменьшена; например, до  $t''_{w1} = 113^\circ\text{C}$ .

Вновь вычисляются коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока от пара к наружной стенке:

$$\alpha''_1 = 9,78 \cdot 10^3 (116,3 - 113)^{-1/4} = 7,25 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$q''_1 = 7,25 \cdot 10^3 (116,3 - 113) = 24,0 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура внутренней поверхности

$$t''_{w2} = 113 - 24,0 \cdot 10^3 / 1785 = 99,6^\circ\text{C}.$$

Вторые приближения для коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока к раствору:

$$\alpha''_2 = 2,68 (24,0 \cdot 10^3)^{2/3} = 2223 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$q''_2 = 2223 (99,6 - 90) = 21\,300 \text{ Вт/м}^2.$$

Поскольку во втором приближении, наоборот,  $q''_1 > q''_2$ , то это означает, что истинная температура  $t_{w1}$  лежит между  $t'_{w1}$  и  $t''_{w1}$ .

Для третьего приближения может быть использована линейная интерполяция результатов (рис. 3.33), полученных в первых двух приближениях. Из графика принимается  $t'''_{w1} = 113,3^\circ\text{C}$ .

Расчет проводится в аналогичной последовательности:

$$\alpha'''_1 = 9,78 \cdot 10^3 (116,3 - 113,3)^{-1/4} = 7,48 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$q'''_1 = 7,48 \cdot 10^3 (116,3 - 113,3) = 22,4 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2,$$

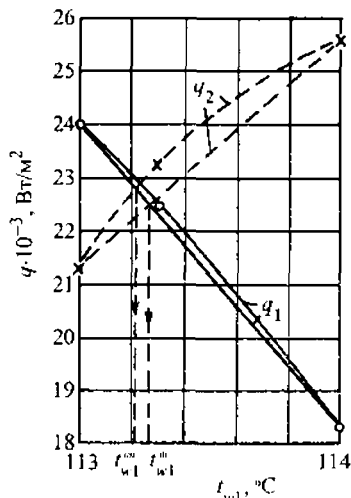
$$t'''_{w2} = 113,5 - 22,4 \cdot 10^3 / 1785 = 101,0^\circ\text{C},$$

$$\alpha'''_2 = 2,68 (22,4 \cdot 10^3)^{2/3} =$$

$$= 2,12 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$q'''_2 = 2,12 \cdot 10^3 (101,0 - 90) =$$

$$= 23,4 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$



Разность значений плотностей тепловых потоков  $(23,4 \cdot 10^3 - 22,4 \cdot 10^3) / 22,5 \cdot 10^3 = 0,0465$  не превышает 4,7 %.

Повышение точности расчета может быть получено также из графика на рис. 3.33, где нанесением результатов третьего приближения учитываются действительные криволинейные зависимости  $\alpha_1(t_{w1})$  и  $\alpha_2(t_{w2})$ .

Рис. 3.33. Графическая иллюстрация итерационного метода определения температуры поверхности стенки (к примеру 3.IV)

В четвертом приближении принимается  $t_{w1}''' = 113,2^\circ\text{C}$  и производится аналогичный расчет:

$$\alpha_1 = 9,78 (116,3 - 113,2)^{-1/4} = 7,36 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$q_1 = 7,36 \cdot 10^3 (116,3 - 113,2) = 22,8 \cdot 10^3 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$t_{w2} = 113,2 - 22,8 \cdot 10^3 / 1785 = 100,4^\circ\text{C},$$

$$\alpha_2 = 2,68 (22,8 \cdot 10^3)^{2/3} = 2,155 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$q_2 = 2,155 \cdot 10^3 (100,4 - 90) = 22,4 \cdot 10^3 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Теперь различие плотностей тепловых потоков составляет  $(22,8 \cdot 10^3 - 22,4 \cdot 10^3) / 22,6 \cdot 10^3 = 0,0177$ , т. е. менее 2 %, и дальнейшие приближения не требуются.

Можно определить значение коэффициента теплопередачи

$$K = (1/7360 + 1/1785 + 1/2155)^{-1} = 948 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловой поток, передаваемый от греющего пара к кипящему раствору:

$$Q = W r_{\text{ст.п}} = (2,0 \cdot 10^3 / 3600) 2,285 \cdot 10^6 = 1270 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

где  $r_{\text{ст.п}} = 2,285 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$  — удельная теплота парообразования воды при  $t_{\text{кип}} = 90^\circ\text{C}$ .

Необходимая поверхность теплопередачи

$$F = 1270 \cdot 10^3 / (948 \cdot 26,3) = 50,7 \text{ м}^2.$$

Принимается испаритель с высотой труб  $H = 5,0 \text{ м}$  и теплообменной поверхностью  $65,0 \text{ м}^2$ , что обеспечивает запас  $(65,0 - 50,7) / 50,7 = 0,281 = 28,1 \%$ .

В заключение полезно отметить, что, как можно видеть на этом примере, в случае значительной зависимости коэффициентов теплоотдачи при конденсации и кипении от температур стенок необходима достаточно высокая точность расчета значений этих температур и их разностей. При этом целесообразно использование вычислительной техники.

## ВЫПАРИВАНИЕ. КРИСТАЛЛИЗАЦИЯ

Выпариванием (выпаркой) обычно называют термический способ концентрирования растворов нелетучих веществ (в химической технологии – чаще солей) с помощью испарения части жидкого растворителя и непрерывного отвода образующегося пара (вторичного пара). Для процесса парообразования требуется непрерывный подвод внешней энергии, обычно в виде греющего водяного пара.

Конструктивно выпарной аппарат (ВА) чаще всего представляет собой вертикально расположенный кожухотрубчатый теплообменник (рис. 4.1), в трубках которого кипит выпариваемый раствор, а в межтрубном пространстве конденсируется более горячий водяной греющий пар. Выделяющаяся при конденсации греющего пара теплота фазового перехода передается поперек стенок трубок кипящему раствору.

Барометрический конденсатор непрерывно создает и поддерживает внутри выпарной установки разрежение вследствие конденсации в нем вторичного пара (паров растворителя), поступающего из сепаратора ВА. При пониженном давлении температура кипения раствора уменьшается, полезная разность температур греющего пара и кипящего в трубках раствора увеличивается, вследствие чего возрастают количество передаваемой к раствору теплоты и производительность аппарата по концентрируемому раствору.

Значение температуры кипения раствора определяется не только давлением паров растворителя в сепараторе ВА, но также зависит от высоты столба кипящего в трубках раствора. Высота столба кипящего раствора определяет величину гидростатического давления внутри жидкости и через это давление – температуру ее кипения. Кроме того, при расчетах учитывается, что температура кипения раствора всегда выше температуры кипения чистого растворителя (температурная депрессия или эбулиоскопический эффект) и эта разность зависит от вида и концентрации растворенного в растворителе вещества.

Давления паров растворителя (при выпаривании водных растворов это водяные пары) в сепараторе ВА и в барометрическом конденсаторе должны быть различными, так как только меньшее давление в конденсаторе обеспечивает необходимое направление вторичных паров из ВА в зону их конденсации в барометрическом

конденсаторе. При насыщенном состоянии паров их температура соответствует значению давления, уменьшаясь по мере снижения давления.

Расчет необходимой поверхности греющей камеры ВА производится по общему уравнению теплопередачи (4.26), в котором полезная разность температур между температурами конденсации греющего пара и раствора содержит температуру кипения раствора конечной концентрации на среднем уровне по высоте кипящих труб.

С целью экономии потребляемой выпарной установкой внешней энергии процесс выпаривания производится не в одном аппарате, а в нескольких ВА меньшего размера, соединенных последовательно (рис. 4.2). При этом первый ВА по-прежнему обогревается внешним греющим паром, а во второй, третий и т.д. аппараты поступают вторичные пары из предыдущего ВА. Чтобы передача теплоты была возможной, температура кипящего раствора в каждом из корпусов должна быть непременно ниже температуры конденсации вторичного пара, поступающего из предыдущего корпуса (ВА).

Для создания пересыщенной концентрации непрерывно кристаллизующегося из раствора твердого растворенного вещества используются два основных способа. При сильной зависимости растворимости вещества от температуры целесообразно понижать температуру раствора. Если же растворимость с ростом температуры увеличивается незначительно, то оказывается выгоднее повысить температуру до температуры кипения кристаллизующего раствора; при этом интенсивное удаление паров растворителя из раствора компенсирует некоторое повышение растворимости кристаллизующего вещества.

## ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Уравнения материального баланса процесса непрерывного выпаривания:

$$G_n = G_k + W, \quad (4.1)$$

$$G_n x_n = G_k x_k. \quad (4.2)$$

Здесь  $G_n$ ,  $G_k$  – массовые расходы начального (исходного) раствора и конечного (упаренного) раствора, кг/с;  $x_n$ ,  $x_k$  – массовые доли растворенного вещества в начальном и конечном растворе;  $W$  – массовый расход испаряемого растворителя, кг/с (рис. 4.1).

Из уравнений (4.1) и (4.2) количество удаляемого растворителя

$$W = G_n(1 - x_n/x_k). \quad (4.3)$$

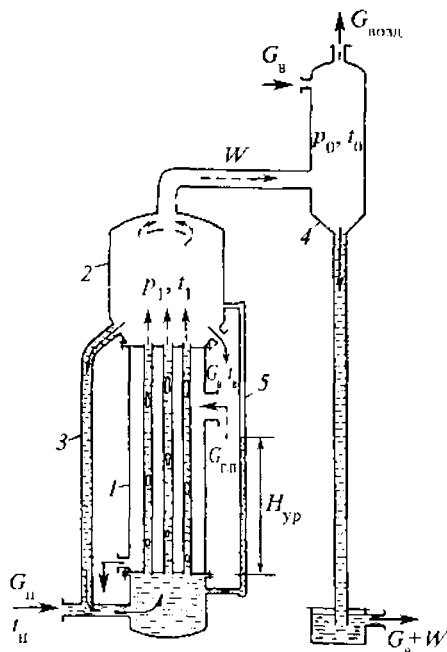


Рис. 4.1. Схема однокорпусной выпарной установки:

1 - греющая камера; 2 - сепаратор; 3 - наружная циркуляционная труба; 4 - барометрический конденсатор; 5 - уровнемер (водомерное стекло)

2. Уравнение теплового баланса выпарного аппарата, работающего в стационарном режиме:

$$Q + G_n c_n t_n = G_k c_k t_k + W i_{вт.п} + Q_{пот} + Q_d, \quad (4.4)$$

где  $Q$  - необходимый для выпаривания тепловой поток, подводимый извне, Вт;  $c_n$ ,  $c_k$  - удельная теплоемкость начального и конечного раствора, Дж/(кг·К);  $t_n$ ,  $t_k$  - температуры начального раствора на входе в выпарной аппарат и конечного раствора на выходе из аппарата (при выводе упаренного раствора с верхнего уровня кипяtilьных труб), °C;  $i_{вт.п}$  - удельная энтальпия вторичного пара на выходе из выпарного аппарата, Дж/кг;  $Q_{пот}$  - потери теплоты с наружной поверхности аппарата в окружающую среду, Вт;  $Q_d$  - теплота дегидратации растворенного вещества, Вт.

3. Тепловой поток, необходимый для выпаривания, может быть определен из уравнения теплового баланса (4.4):

$$Q = G_n c_n (t_k - t_n) + W (i_{вт.п} - c_n t_k) + Q_{пот}, \quad (4.5)$$

где  $c_n$  - удельная теплоемкость жидкого растворителя (при выпаривании водных растворов - воды) при  $t_k$ , Дж/(кг·К).

Тепловой поток  $Q_{пот}$ , теряемый установкой, обычно составляет 3-5% от суммарного полезного теплового потока на испарение растворителя  $Q_{исп} = W r_{вт.п}$  и теплового потока на нагрев раствора  $Q_{нагр} = G_n c_n (t_k - t_n)$ , где  $r_{вт.п}$  - удельная теплота парообразования растворителя, Дж/кг. Более точно величину  $Q_{пот}$  можно определить по уравнению теплоотдачи от наружной поверхности ( $F_{нар}$ , м<sup>2</sup>) теплоизоляции к окружающему воздуху:  $Q_{пот} = \alpha F_{нар} (t_w - t_{возд})$ , где  $\alpha = \alpha_k + \alpha_n$  - суммарный коэффициент теплоотдачи естественной конвекцией и лучеиспусканием (см. формулы гл. 3), Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_w$  - температура наружной поверхности теплоизоляции (подлежит расчету методом итераций или приближенно может быть принята



$t_w \approx 45^\circ\text{C}$  по условиям техники безопасности),  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{возд}}$  – температура окружающего воздуха,  $^\circ\text{C}$ .

Тепловой поток, связанный с дегидратацией растворенного вещества, в большинстве случаев пренебрежимо мал по сравнению с другими слагаемыми теплового баланса (см. пример 4.5).

При  $t_n > t_k$ , т. е. при поступлении в выпарной аппарат нагретого раствора, как это имеет место при прямоточном многокорпусном выпаривании, теплота охлаждения перегретого раствора до  $t_k$  идет на испарение некоторой части растворителя (теплота самоиспарения).

Необходимый расход греющего водяного пара ( $G_{г.п.}$ ) для выпарного аппарата пропорционален требующемуся количеству теплоты:

$$G_{г.п.} = \frac{Q}{(i'' - i')x} = \frac{Q}{r_{г.п.}x}, \quad (4.6)$$

где  $i''$  и  $i'$  – удельные энтальпии сухого насыщенного греющего пара и его конденсата при температуре конденсации, Дж/кг;  $x$  – степень сухости (паросодержание) греющего пара (в большинстве случаев  $x \approx 0,95 \div 0,98$ );  $r_{г.п.}$  – удельная теплота конденсации греющего пара, Дж/кг.

Удельный расход греющего пара ( $d$ ) характеризует эффективность использования греющего пара по отношению к количеству выпариваемого растворителя:

$$d = G_{г.п.}/W. \quad (4.7)$$

4. Удельная теплота парообразования жидкости  $r$  (в Дж/кг) при давлении  $p$  может быть определена по уравнению

$$r = r_{э\tau} \frac{M_{э\tau}}{M} \left( \frac{T}{\theta} \right)^2 \frac{d\theta}{dT}, \quad (4.8)$$

где  $r$  и  $r_{э\tau}$  – удельные теплоты парообразования искомой и эталонной жидкостей при одинаковом давлении  $p$ ;  $M$  и  $M_{э\tau}$  – молярные массы этих жидкостей, кг/кмоль;  $T$  и  $\theta$  – температуры кипения жидкостей при давлении  $p$ , К;  $d\theta$ ,  $dT$  – дифференциалы температур кипения эталонной жидкости и жидкости, для которой определяется теплота парообразования, К.

Удельная теплота парообразования неполярных жидкостей (в Дж/кг) может быть вычислена по эмпирически полученному соотношению

$$r = 19,2 \cdot 10^3 (1,91 + \lg T)(T/M), \quad (4.9)$$

в котором  $T$  – температура кипения, К;  $M$  – молярная масса жидкости, кг/кмоль.

5. Удельная теплоемкость раствора ( $c$ ) может быть определена как сумма теплоемкостей растворенного вещества ( $c_r$ ) и растворителя ( $c_n$ ), умноженных на их доли:

$$c = c_n(1 - x) + c_r x. \quad (4.10)$$

При отсутствии непосредственных экспериментальных данных удельную теплоемкость химического соединения можно приближенно рассчитать по правилу аддитивности:

$$c_T = \sum_i n_i c_{a,i} / M, \quad (4.11)$$

где  $n_i$  и  $c_{a,i}$  – число атомов и атомная теплоемкость  $i$ -го элемента (табл. 4.1), входящего в химическое соединение;  $M$  – молярная масса соединения, кг/кмоль.

Таблица 4.1. Атомная теплоемкость элементов

Элемент	Атомная теплоемкость элементов для химических соединений, кДж/(кг · атом · К)		Элемент	Атомная теплоемкость элементов для химических соединений, кДж/(кг · атом · К)	
	в твердом состоянии	в жидком состоянии		в твердом состоянии	в жидком состоянии
С	7,5	11,7	Ф	21,0	29,3
Н	9,6	18,0	Р	22,6	31,0
В	11,3	19,7	S	22,6	31,0
Si	15,9	24,3	Остальные	26,0	33,6
О	16,8	25,1			

Для приближенного расчета удельной теплоемкости разбавленных водных растворов ( $x \leq 0,2$ ) можно не учитывать теплоемкость растворенного вещества ввиду ее относительной малости:

$$c = 4,19 \cdot 10^3 (1 - x), \quad (4.12)$$

где  $4,19 \cdot 10^3$  Дж/(кг · К) – удельная теплоемкость воды.

**6. Соотношение температур и давлений в различных участках однокорпусной вакуум-выпарной установки (рис. 4.1):**

$$t_{г,п} > t_{кип} > t_k > t_1 > t_0; p_{г,п} > p_{ср} > p_1 > p_0.$$

где  $t_{г,п}$ ,  $t_{кип}$ ,  $t_k$ ,  $t_1$  и  $t_0$  – температуры конденсации греющего пара в межтрубном пространстве греющей камеры при его давлении  $p_{г,п}$ , кипения раствора при давлении на среднем его уровне  $p_{ср}$ , раствора при выводе его с верхнего уровня, насыщения вторичного пара в сепараторе при давлении  $p_1$  и конденсации вторичного пара в барометрическом конденсаторе при давлении  $p_0$ .

Гидравлическая депрессия  $\Delta t_{г,с}$ , вызываемая падением давления вследствие гидравлического сопротивления паропровода движению вторичного пара из сепаратора в конденсатор, связывает значения  $t_0$  и  $t_1$ :

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{г,с}. \quad (4.13)$$

Значение  $\Delta t_{r,c}$  можно принимать по практическим данным равным 0,5–1,5 К, после чего по таблицам насыщенного водяного пара (табл. LI, LII) находится значение  $p_1$ . (Возможен обратный порядок более точного расчета, при котором по формуле гидравлического сопротивления (1.26), по известным значениям расхода вторичного пара  $W$  и параметрам паропровода находится значение  $\Delta p_{r,c}$ , после чего по значению  $p_1 = p_0 + \Delta p_{r,c}$  из паровых таблиц определяется значение  $t_1$ .)

Температуры  $t_k$  и  $t_1$  связаны через температурную (концентрационную) депрессию  $\Delta t_{депр}$ , соответствующую разности температур кипения раствора и чистого растворителя при постоянном давлении (эбулиоскопическая разность):

$$t_k = t_1 + \Delta t_{депр}. \quad (4.14)$$

Значение  $\Delta t_{депр}$  для выпарных аппаратов непрерывного действия с естественной или с принудительной циркуляцией кипящего раствора, когда его концентрация близка к конечной  $x_k$ , принимают по значению  $x_k$ . При периодическом выпаривании, когда исходным раствором аппарат заполняется до начала процесса, значение  $\Delta t_{депр}$  определяют при средней концентрации  $(x_n + x_k)/2$ .

Температуры кипения водных растворов солей при атмосферном давлении и значения  $\Delta t_{депр}$  приведены в табл. XXXII и на рис. XV соответственно.

7. Температуры кипения растворов и жидкостей при давлениях, отличных от атмосферного, как правило, подлежат расчету:

а) если известно только одно значение температуры кипения раствора при одном каком-либо давлении (чаще – атмосферном), то температуру кипения этого раствора при ином давлении можно найти на основе правила Бабо

$$(p/p_0)_i = \text{const}, \quad (4.15)$$

где  $p$  – давление паров над раствором;  $p_0$  – давление насыщенного пара над чистым растворителем при той же температуре.

Для концентрированных водных растворов, кипящих под разрежением, к значению температуры кипения раствора, определенной с помощью правила (4.15), добавляется поправка (табл. 4.2). Если теплота при растворении выделяется, то поправка берется со знаком “плюс”, если теплота поглощается, то со знаком “минус”.

Значения  $\Delta t_{депр}$ , приведенные в табл. XXXII для атмосферного давления, пересчитываются на иные давления (см. пример 4.8);

б) если известны температуры кипения раствора (или органической жидкости) при двух значениях давлений, то может быть использовано соотношение

Таблица 4.2. Температурная поправка в зависимости от давления пара  $p$  (в мм рт. ст.) над кипящим раствором

Отношение $p/p_0$							Поправка $\pm \Delta t$ , К
0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	
100	200	400	450	500	550	650	0,9
—	50	200	350	450	500	550	1,8
—	—	100	275	300	350	400	2,6
—	—	—	150	200	250	300	3,6

$$(\lg p_{A_1} - \lg p_{A_2})/(\lg p_{B_1} - \lg p_{B_2}) = \text{const} \quad (4.16)$$

и номограмма рис. XI.

Здесь  $p_{A_1}$  и  $p_{B_1}$  — давления насыщенных паров двух жидкостей при одинаковой температуре  $t_1$ ;  $p_{A_2}$  и  $p_{B_2}$  — давления насыщенных паров этих же жидкостей при температуре  $t_2$ .

Температура кипения жидкости может быть также определена по эмпирическому правилу линейности:

$$(t_{p_1} - t_{p_2})/(\theta_{p_1} - \theta_{p_2}) = \text{const}, \quad (4.17)$$

где  $t_{p_1}$  и  $t_{p_2}$  — температуры кипения жидкости (или раствора) при двух давлениях  $p_1$  и  $p_2$ ;  $\theta_{p_1}$  и  $\theta_{p_2}$  — температуры кипения воды (или иной жидкости, принятой за эталонную\*) при тех же давлениях (рис. XII и XIII).

8. Средняя по высоте кипяtilьных труб температура кипения раствора превышает  $t_k$  на величину гидростатической депрессии  $\Delta t_{г.эф}$ , представляющей собой повышение температуры кипения раствора вследствие дополнительного давления столба жидкости по сравнению с давлением в сепараторе (гидростатический эффект):

$$t_{кип} = t_k + \Delta t_{г.эф}. \quad (4.18)$$

Значение давления для нахождения  $t_{кип}$  обычно определяют как среднее арифметическое (см. рис. 4.1):

$$p_{ср} = p_1 + \rho_p g H_{yp}/2 = p_1 + \Delta p_{г.эф}, \quad (4.19)$$

где  $\Delta p_{г.эф}$  — повышение давления на глубине  $H_{yp}/2$ , Па;  $H_{yp}$  — высота слоя раствора без учета наличия паровых пузырей в кипящем растворе (по уровнемеру), м;  $\rho_p$  — плотность раствора, кг/м<sup>3</sup>.

\* При определении температур кипения органических жидкостей, нерастворимых в воде, в качестве эталонной жидкости обычно принимается гексан, для которого на рис. XIV приведена зависимость давления насыщенного пара от температуры.

Значение  $H_{\text{ур}}$  определяется в зависимости от высоты  $H_{\text{тр}}$ , м, кипяtilьных труб аппарата и разности плотностей раствора (табл. III) и воды (табл. XXXV) ( $\rho_p$ , кг/м<sup>3</sup>), взятых при температуре кипения раствора. Для водных растворов, выпариваемых в аппаратах с естественной циркуляцией раствора, может быть использована эмпирическая корреляция [4.1]

$$H_{\text{ур}} = [0,26 + 0,0014 (\rho_p - \rho_n)] H_{\text{тр}}. \quad (4.20)$$

При отсутствии справочных данных о плотностях растворов при различных температурах можно приближенно принимать разность  $(\rho_p - \rho_n) t_{\text{кип}}$  как при 20 °С.

Значение  $\Delta t_{\text{г,эф}}$  находится как разность температуры кипения  $t_{\text{ср}}$  растворителя при давлении  $p_{\text{ср}}$  и температуры в сепараторе  $t_1$ :

$$\Delta t_{\text{г,эф}} = t_{\text{ср}} - t_1. \quad (4.21)$$

Температура кипения раствора на среднем уровне

$$t_{\text{кип}} = t_k + \Delta t_{\text{г,эф}} = t_0 + \Delta t_{\text{г,с}} + \Delta t_{\text{депр}} + \Delta t_{\text{г,эф}} = t_0 + \sum \Delta t_{\text{пот}}, \quad (4.22)$$

где суммарная потеря разности температур

$$\sum \Delta t_{\text{пот}} = \Delta t_{\text{г,с}} + \Delta t_{\text{депр}} + \Delta t_{\text{г,эф}}. \quad (4.23)$$

Расчет значения  $t_{\text{кип}}$  — см. пример 4.11.

9. **Общей** (располагаемой) разностью температур в процессе выпаривания называют разность между температурой конденсации греющего пара и температурой конденсации вторичного пара в барометрическом конденсаторе:

$$\Delta t_{\text{общ}} = t_{\text{г,н}} - t_{\text{в}}. \quad (4.24)$$

Полезная разность температур — это разность между температурой греющего пара и температурой кипения раствора. Ее значение меньше общей разности температур на величину суммарных температурных потерь:

$$\Delta t_{\text{пол}} = t_{\text{г,н}} - t_{\text{кип}} = \Delta t_{\text{общ}} - \sum \Delta t_{\text{пот}}. \quad (4.25)$$

10. Площадь необходимой поверхности теплопередачи греющей камеры выпарного аппарата определяется по общей формуле (3.52), в которой значение средней разности температур теплоносителей  $\Delta t_{\text{ср}}$  заменяется значением  $\Delta t_{\text{пол}}$ , поскольку температура насыщенного греющего пара практически постоянна по всему межтрубному пространству, а  $t_{\text{кип}}$  уже усреднена по высоте кипяtilьных труб:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{пол}}}, \quad (4.26)$$

где  $Q$  — общий тепловой поток, получаемый выпариваемым раствором от греющего пара (см. формулу 4.5), Вт;  $K$  — коэффициент теплопередачи, расчет которого производится по методам, изложенным в гл. 3, Вт/(м<sup>2</sup> · К).

11. При расчетах многокорпусных выпарных установок, используемых с целью экономии греющего пара (рис. 4.2), распределение полезной разности температур между корпусами может производиться:

а) из условия минимальной общей теплопередающей поверхности всех корпусов:

$$\Delta t_{\text{пол},i} = \left[ \sqrt{Q_i/K_i} / \sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i/K_i} \right] \Delta t_{\text{пол}}; \quad (4.27)$$

б) из условия равенства теплопередающих поверхностей всех корпусов:

$$\Delta t_{\text{пол},i} = \left[ (Q_i/K_i) / \sum_{i=1}^n (Q_i/K_i) \right] \Delta t_{\text{пол}}, \quad (4.28)$$

где  $\Delta t_{\text{пол}} = \Delta t_{\text{общ}} - \sum_{i=1}^n \Delta t_{\text{пот},i}$  — суммарная полезная разность температур, приходящаяся на все  $n$  корпусов установки;  $\Delta t_{\text{общ}} = t_{\text{г},n} - t_{0,n}$  — общая (располагаемая) разность температур;  $t_{0,n}$  — температура конденсации вторичного пара  $n$ -го корпуса;  $\sum_{i=1}^n \Delta t_{\text{пот},i}$  — общая потеря разности температур, суммируемая по всем  $n$  корпусам (всего  $3n$  слагаемых).

12. Расход воды ( $G_v$ , кг/с), необходимой для конденсации вторичного пара в поверхностном барометрическом конденсаторе, определяется из уравнения теплового баланса:

$$G_v = \frac{W(i'' - i')}{c_v(t_{v,k} - t_{v,n})} = W \frac{r + c_{ж}(t_0 - t_{\text{кнд}})}{c_v(t_{v,k} - t_{v,n})}, \quad (4.29)$$

где  $W$  — расход вторичного пара, поступающего в конденсатор, кг/с;  $i''$ ,  $i'$  — удельные энтальпии вторичного пара и конденсата на выходе из конденсатора, Дж/кг;  $t_{v,n}$ ,  $t_{v,k}$  — начальная и конечная температуры воды, °С;  $c_v$ ,  $c_{ж}$  — удельные теплоемкости охлаждающей воды и конденсата, Дж/(кг·К);  $r$  — удельная теплота конденсации вторичного пара, Дж/кг;  $t_0$ ,  $t_{\text{кнд}}$  — температура конденсации и конечная температура отводимого конденсата, °С.

В конденсаторах смещения (рис. 4.2) температуры конденсата и охлаждающей воды на выходе одинаковы, что дает

$$G_v = W \frac{i'' - c_v t_{v,k}}{c_v(t_{v,k} - t_{v,n})}. \quad (4.30)$$

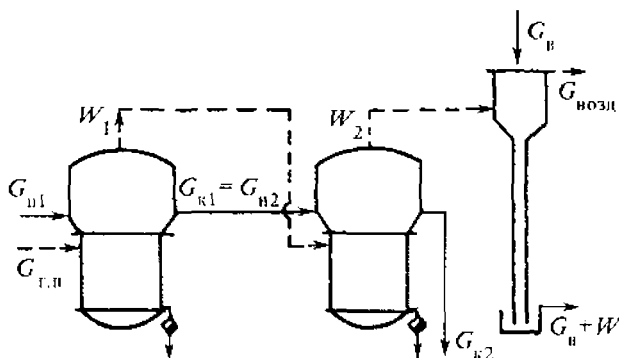


Рис. 4.2. Схема двухкорпусной прямоточной выпарной установки (к примеру 4.11)

13. Массовый расход воздуха  $G_{\text{возд}}$ , кг/с, который необходимо откачивать из конденсатора, может быть определен по эмпирическому соотношению

$$G_{\text{возд}} = 0,000025(W + G_s) + 0,01W. \quad (4.31)$$

Объемный расход насыщенного водяным паром воздуха  $V_{\text{возд}}$ , м<sup>3</sup>/с, откачиваемого из барометрического конденсатора:

$$V_{\text{возд}} = 287 \frac{t_{\text{возд}}}{\Pi - p_n} G_{\text{возд}}, \quad (4.32)$$

где  $T_{\text{возд}}$  – температура воздуха, откачиваемого из верхней точки барометрического конденсатора, К, которая может быть определена по приближенному эмпирическому соотношению, учитывающему охлаждение воздуха поступающей водой:

$$T_{\text{возд}} = 273 + [t_{\text{в,к}} + 0,1(t_{\text{в,к}} - t_{\text{в,н}}) + 4], \quad (4.33)$$

$t_{\text{в,н}}$ ,  $t_{\text{в,к}}$  – начальная и конечная температуры воды, °С;  $\Pi$  – абсолютное давление в конденсаторе, Па;  $p_n$  – давление насыщенного водяного пара при температуре  $T_{\text{возд}}$ , Па.

14. Высота барометрической трубы  $H$  (в м), необходимая для поддержания разрежения в конденсаторе:

$$H = H_0 + H_{\text{г,с}} + 0,5, \quad (4.34)$$

где  $H_0 = 10,33b/760$ ;  $b$  – разрежение в конденсаторе, мм рт. ст.;  $H_{\text{г,с}}$  – напор, теряемый в трубе, м;  $H_{\text{г,с}} = (1 + \lambda H/d + 1,5)w^2/2g$ ;  $w$  – скорость воды в трубе, м/с;  $\lambda$  – коэффициент трения трубы;  $d$  – диаметр трубы, м.

15. Масса кристаллов, образующихся в единицу времени,  $G_{\text{кр}}$  (в кг/с) определяется материальным балансом кристаллизатора:

$$G_{кр} = \frac{G_1(x_2 - x_1) - Wx_2}{x_2 - x_{кр}}, \quad (4.35)$$

где  $G_1$  – массовый расход исходного раствора, кг/с;  $x_1, x_2$  – массовые доли (в % или долях) безводной соли в исходном и маточном растворах;  $W$  – расход испаренного растворителя, кг/с;  $x_{кр} = M/M_{кр}$  – отношение молярных масс безводного растворенного вещества и кристаллогидрата ( $x_{кр} = 1$  для кристаллов в безводной форме).

**16.** Удельную теплоту растворения (или обратную ей удельную теплоту кристаллизации)  $q_p$  (в Дж/кг) твердых веществ небольшой растворимости можно определить по эмпирическому соотношению:

$$q_p = 19,2 \cdot 10^3 \lg (C_1/C_2) / [M(1/T_2 - 1/T_1)], \quad (4.36)$$

в котором  $C_1$  и  $C_2$  – растворимости вещества при температурах  $T_1$  и  $T_2$  (в К);  $M$  – молярная масса растворенного вещества, кг/кмоль.

**17.** Тепловой поток  $Q$  (в Вт), выделяющийся при кристаллизации, определяется из теплового баланса кристаллизатора:

$$Q = G_1 c (t_n - t_k) + G_{кр} q_p - W r_{в.п.}, \quad (4.37)$$

где  $G_1$  – массовый расход исходного раствора, кг/с;  $c$  – удельная теплоемкость исходного раствора, Дж/(кг · К);  $t_n$  и  $t_k$  – начальная и конечная температуры раствора, °С;  $G_{кр}$  – масса кристаллов, образующихся в единицу времени, кг/с;  $q_p$  – удельная теплота кристаллизации растворенного вещества, Дж/кг;  $W$  – расход удаляемого растворителя, кг/с;  $r_{в.п.}$  – удельная теплота парообразования растворителя, Дж/кг.

Если процесс кристаллизации сопровождается поглощением теплоты, то последнее слагаемое следует брать с положительным знаком.

## ПРИМЕРЫ

**Пример 4.1.** Определить расход испаряемого растворителя при концентрировании 1,2 т/ч водного раствора, содержащего 70 г/л растворенного вещества, до концентрации 810 г/л при плотности упаренного раствора 1500 кг/м<sup>3</sup>.

**Решение.** Массовая доля растворенного вещества в начальном растворе определяется через плотность растворителя (воды):

$$x_n = 70 / (1000 + 70) = 0,0654.$$

Для конечного раствора

$$x_k = 810 / 1500 = 0,540.$$

Расход испаряемой воды находится из материального баланса (4.3):



$$W = \frac{1,2 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} \left( 1 - \frac{0,0654}{0,540} \right) = 0,403 \text{ кг/с.}$$

**Пример 4.2.** Определить для анилина: а) температуру кипения и б) удельную теплоту парообразования при абсолютном давлении 0,2 кгс/см<sup>2</sup>.

**Решение.** Температура кипения анилина при 760 мм рт. ст. согласно табл. XLII равна 184,4 °С.

а) Используется правило линейности; при этом в качестве эталонной жидкости принимается, например, гексан, а в качестве второй расчетной точки для анилина принимается давление его насыщенного пара 400 мм рт. ст. при температуре 160 °С (рис. XX). Для гексана по рис. XIV находятся две точки: при  $p_1 = 400$  мм рт. ст. при температуре  $\theta_1 = 50$  °С и при 760 мм рт. ст. при  $\theta_2 = 69$  °С. Тогда по формуле (4.17)

$$\text{const} = \frac{160 - 184,4}{50 - 69} = 1,21.$$

При заданном давлении 0,2 кгс/см<sup>2</sup>, т. е.  $0,2 \cdot 735 = 147$  мм рт. ст., по рис. XIV температура кипения гексана 24,5 °С. Следовательно,

$$1,21 = \frac{160 - t}{50 - 24,5},$$

откуда искомая температура кипения анилина при 0,2 кгс/см<sup>2</sup>  $t = 130$  °С.

Если в качестве эталонной жидкости принять не гексан, а воду, температура кипения которой при 0,2 кгс/см<sup>2</sup> равна 59,7 °С (табл. LII), то по графику линейности (рис. XII) температура кипения анилина также 130 °С.

б) Удельная теплота парообразования гексана при его температуре кипения 24,5 °С, соответствующей давлению 0,2 кгс/см<sup>2</sup>, равна  $r_{\text{г}} = 366 \cdot 10^3$  Дж/кг. Поскольку зависимость между температурами кипения анилина и гексана линейна, величина  $d\theta/dT$  постоянна и равна

$$\frac{d\theta}{dT} = \frac{1}{\text{const}} = \frac{1}{1,21} = 0,826.$$

Использование пересчетного соотношения (4.8) дает искомое значение для анилина

$$r = 3,66 \cdot 10^3 \frac{86}{93} \left( \frac{273 + 130}{273 + 24,5} \right)^2 0,826 = 515 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

где  $M_{\text{г}}$  = 86 и  $M$  = 93 – молярные массы гексана и анилина, кг/кмоль.

Если в качестве эталонной жидкости выбрана вода, по табл. ЛП находится ее удельная теплота парообразования при температуре  $59,7^\circ\text{C}$  и давлении  $0,2\text{ кгс/см}^2$ :  $r_{\text{в}} = 2358 \cdot 10^3\text{ Дж/кг}$ . Значение  $d\theta/dT$  может быть найдено из рис. XII по любым двум точкам линии 12:

$$\frac{d\theta}{dT} = \frac{110-20}{200-80} = 0,75.$$

Подстановка в соотношение (4.8) дает результат, близкий предыдущему:

$$r = 2358 \cdot 10^3 \frac{18}{93} \left( \frac{273+130}{273+59,7} \right)^2 0,75 = 503 \cdot 10^3\text{ Дж/кг}.$$

**Пример 4.3.** Вычислить удельную теплоемкость 25 %-го водного раствора натриевой соли салициловой кислоты ( $\text{C}_6\text{H}_4(\text{OH})\text{COONa}$ ).

**Решение.** При концентрации растворов более 20 % необходимо учитывать удельную теплоемкость растворенного вещества, для нахождения которой используются правило аддитивности (4.11) и данные табл. 4.1:

$$c_r = (7,5 \cdot 7 + 9,6 \cdot 5 + 16,8 \cdot 3 + 26,0 \cdot 1) / 160 = 1,11 \cdot 10^3\text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)},$$

где  $M = 160$  — молярная масса соли, кг/кмоль.

Удельная теплоемкость 25 %-го раствора находится по формуле (4.10)

$$c = 4,19 \cdot 10^3(1 - 0,25) + 1,11 \cdot 10^3 \cdot 0,25 = 3,42 \cdot 10^3\text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

**Пример 4.4.** Определить необходимый расход греющего насыщенного водяного пара при непрерывном выпаривании 2 т/ч водного раствора NaOH от 14 до 24 % (мас.) при атмосферном давлении. Температура греющего пара  $150^\circ\text{C}$ . Тепловые потери составляют 58 кВт. Удельная теплота дегидратации для раствора исходного состава  $q_{\text{дегидр}} = 3,97\text{ кДж/кг}$ . Сравнить три варианта: а) температура исходного раствора  $t_{\text{н}} = 20^\circ\text{C}$ ; б) раствор поступает на выпаривание при температуре кипения в аппарате; в) исходный раствор перегрет до  $130^\circ\text{C}$ .

**Решение.** В уравнении теплового баланса выпарного аппарата (4.5) второе и третье слагаемые одинаковы для всех трех вариантов. Основные затраты на парообразование (второе слагаемое (4.5))

$$W(i_{\text{вт.п}} - c_{\text{в}} t_{\text{к}}) = \frac{2 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} \left( 1 - \frac{14}{24} \right) (2677 \cdot 10^3 - 4,23 \cdot 10^3 \cdot 111) = 508 \cdot 10^3\text{ Вт},$$

где  $t_{\text{к}} = 111^\circ\text{C}$  — конечная температура 24 %-го раствора NaOH (табл. XXXII);  $i_{\text{к.п}} = 2677\text{ кДж/кг}$  и  $c_{\text{в}} = 4,23\text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$  — удельная энтальпия водяного пара при атмосферном давлении и удельная теплоемкость воды при  $111^\circ\text{C}$  (табл. XXXV).

Удельная теплоемкость NaOH по формуле (4.11)

$$c_r = (16,8 \cdot 1 + 9,6 \cdot 1 + 26,0 \cdot 1)/40 = 1,31 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Удельная теплоемкость начального раствора

$$c = 4,19(1 - 0,14) + 1,31 \cdot 0,14 = 3,78 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Теплота на нагревание поступающего раствора:

$$\text{а) } Q_{\text{нагр}} = \frac{2 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} 3,78(111 - 20) = 195 \text{ кВт}.$$

$$\text{б) } Q_{\text{нагр}} = 0;$$

$$\text{в) } Q_{\text{нагр}} = \frac{2 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} 3,78(111 - 130) = -39,8 \text{ кВт}.$$

Теплота дегидратации

$$Q_{\text{дегидр}} = G_n q_{\text{дегидр}} = \frac{2 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} 3,97 = 2,22 \text{ кВт},$$

т. е. значение теплоты дегидратации относительно мало по сравнению с другими слагаемыми теплового баланса.

Суммарные количества теплоты, передаваемые от конденсирующегося пара к кипящему раствору, согласно балансовому равенству (4.5) (с учетом теплоты дегидратации):

$$\text{а) } Q = 195 + 508 + 58 + 2,2 = 763,2 \text{ кВт};$$

$$\text{б) } Q = 0 + 508 + 58 + 2,2 = 566,2 \text{ кВт};$$

$$\text{в) } Q = -39,8 + 508 + 58 + 2,2 = 528,4 \text{ кВт}.$$

Удельная теплота конденсации греющего пара определяется по табл. LI при температуре  $150^\circ\text{C}$   $r_{г.п} = 2120 \text{ кДж/кг}$ .

Необходимый расход греющего пара находится по формуле (4.6):

$$\text{а) } G_{г.п} = 763,2/2120 = 0,360 \text{ кг/с};$$

$$\text{б) } G_{г.п} = 566,2/2120 = 0,268 \text{ кг/с};$$

$$\text{в) } G_{г.п} = 528,4/2120 = 0,249 \text{ кг/с}.$$

**Пример 4.5.** Определить значение температурной депрессии  $\Delta t_{\text{депр}}$  для 25 %-го водного раствора хлорида кальция, кипящего при абсолютном давлении над раствором  $p_1 = 0,36 \text{ кгс/см}^2$ .

**Решение.** По данным табл. XXXII определяется температура кипения 25 %-го водного раствора хлорида кальция при атмосферном давлении ( $1,033 \text{ кгс/см}^2$ ), равная  $107,5^\circ\text{C}$ . При этой температуре давление насыщенного пара воды  $p'_s = 1,345 \text{ кгс/см}^2$  (табл. LI).

Отношение давлений пара над раствором  $p'_1$  и воды при температуре  $107,5^\circ\text{C}$ :

$$(p'_1/p'_s)_{107,5} = 1,033/1,345 = 0,766.$$

Это отношение согласно правилу Бабо (уравнение (4.15)) сохраняет постоянное значение при иных температурах. Так, для искомой температуры кипения раствора при  $p_1 = 0,36 \text{ кгс/см}^2$

$$(p_1/p_s)_t = 0,36/p_s = 0,766,$$

откуда

$$p_s = 0,36/0,766 = 0,467 \text{ кгс/см}^2 = 0,467 \cdot 133,3 = 343 \text{ мм рт. ст.}$$

Давлению  $p_s = 0,467 \text{ кгс/см}^2$  соответствует температура кипения воды (табл. XXXIV)  $79,2^\circ\text{C}$ . Такую же температуру кипения будет иметь и раствор хлорида кальция при заданном давлении  $0,36 \text{ кгс/см}^2$ .

Температура кипения воды при  $0,36 \text{ кгс/см}^2 = 264,6 \text{ мм рт. ст.}$  равна  $72,9^\circ\text{C}$  (табл. XXXIV). Следовательно, искомая температурная депрессия

$$\Delta t_{\text{депр}} = 79,2 - 72,9 = 6,3^\circ\text{C (K)}.$$

По табл. 4.1 при  $(p_1/p_s) = 0,766$  и  $p_p = 264,6 \text{ мм рт. ст.}$  поправка для концентрированных водных растворов при отрицательной (Справочник химика. Т. III. 1965. С. 613) теплоте растворения хлорида кальция в воде  $\Delta t = -0,9 \text{ K}$ . Таким образом, с учетом поправки

$$\Delta t_{\text{депр}} = 6,3 - 0,9 = 5,4 \text{ K}.$$

**Пример 4.6.** Определить значение гидростатической потери разности температур  $\Delta t_{\text{г.эф}}$  при выпаривании 25 %-го водного раствора хлорида кальция при абсолютном давлении над раствором  $p_1 = 0,36 \text{ кгс/см}^2$  и высоте кипяtilьных труб  $H_{\text{тр}} = 4,0 \text{ м}$ .

**Решение.** При определении оптимальной высоты уровня раствора по эмпирическому соотношению (4.20) для нахождения плотностей  $\rho_p$  и  $\rho_s$  необходимо предварительно задаться значением температуры кипения раствора на среднем уровне. Поскольку температура кипения воды при  $p_1 = 0,36 \text{ кгс/см}^2$  равна  $t_1 = 72,7^\circ\text{C}$  (табл. LI), то в первом приближении принимается температура кипения раствора  $t'_{\text{кр}} = 85^\circ\text{C}$ , при которой плотности воды  $\rho_s = 969 \text{ кг/м}^3$  (табл. XXXV) и 25 %-го раствора  $\text{CaCl}_2$   $\rho_p = 1197 \text{ кг/м}^3$  (табл. III). Тогда

$$H_{\text{тр}} = [0,26 + 0,0014(1197 - 969)] 4,0 = 2,3 \text{ м}.$$

Гидростатическое давление столба кипящего раствора на средней высоте труб (уравнение (4.19))

$$p_{\text{ст}} = 0,36 + 1196 \cdot 9,81 \cdot 2,3/9,81 \cdot 10^4/2 = 0,50 \text{ кгс/см}^2.$$

При этом давлении температура кипения воды  $t_{\text{кр}} = 80,9^\circ\text{C}$ .

По данным табл. III и XXXV можно убедиться, что при  $t_{\text{св}} = 80,9^\circ\text{C}$  (вместо принятой  $t'_{\text{ср}} = 85^\circ\text{C}$ ) новое значение  $0,0014(\rho_p - \rho_v)$  практически не изменит  $H_{\text{ур}}$ .

Значение гидростатической депрессии согласно (4.21)

$$\Delta t_{\text{г.эф}} = 80,9 - 72,7 = 8,2^\circ\text{C (K)}.$$

**Пример 4.7.** Вычислить значение гидравлической депрессии  $\Delta t_{\text{г.с}}$  при движении вторичного водяного пара из выпарного аппарата в барометрический конденсатор по паропроводу диаметром 150 мм и длиной 14 м, имеющему три поворота на  $90^\circ$  (коэффициент местного сопротивления  $\zeta = 0,2$ ). Скорость пара 50 м/с, абсолютное давление в конденсаторе  $p_0 = 0,3$  кгс/см<sup>2</sup>. Коэффициент трения при движении пара по трубопроводу  $\lambda = 0,03$ .

**Решение.** Температура насыщенного водяного пара при 0,3 кгс/см<sup>2</sup> согласно табл. LII  $t_1 = 68,7^\circ\text{C}$ . Давление в сепараторе  $p_1$  выпарного аппарата превышает давление  $p_0$  в конденсаторе на

$$\Delta p_{\text{г.с}} = \left( 1 + \lambda L/d + \sum_i \zeta_i \right) \rho w^2 / 2 = (1 + 0,03 \cdot 14 / 0,15 + 0,5 + 3 \cdot 0,2 + + 1,0) \cdot 0,188 \cdot 50^2 / 2 = 1390 \text{ Н/м}^2, \text{ где } 0,5; 0,2 \text{ и } 1,0 - \text{коэффициенты местных сопротивлений входа; поворота и выхода из трубопровода (табл. IX); } \rho_n = 0,188 \text{ кг/м}^3 - \text{плотность насыщенного пара при } t_0 = 68,7^\circ\text{C (табл. LII)}.$$

Давление в сепараторе

$$\Delta p_1 = p_0 + \Delta p_{\text{г.с}} = 0,3 + 1390 / 9,81 \cdot 10^4 = 0,314 \text{ кгс/см}^2,$$

что соответствует температуре водяного пара  $t_1 = 69,6^\circ\text{C}$  (табл. LII).

Значение гидравлической депрессии

$$\Delta t_{\text{г.с}} = t_1 - t_0 = 69,6 - 68,7 = 0,9^\circ\text{C (K)}.$$

**Пример 4.8.** Определить необходимые значения площади теплообменной поверхности и расхода греющего насыщенного пара для выпаривания 20 т/ч раствора  $\text{CaCl}_2$  от 15 до 25 % при абсолютных давлениях в барометрическом конденсаторе и греющего пара  $p_0 = 0,345$  и  $p_{\text{г.н}} = 1,4$  кгс/см<sup>2</sup> соответственно. Температура исходного раствора  $t_4 = 75^\circ\text{C}$ . Влажность греющего пара 5 %. Коэффициент теплопередачи для греющей камеры  $K = 1000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$ . Тепловые потери в окружающую среду составляют 5 % от полезно используемой теплоты.

**Решение.** 1. Температура конденсации в барометрическом конденсаторе при 0,345 кгс/см<sup>2</sup> (табл. LII)  $t_0 = 71,7^\circ\text{C}$ . Потеря разности температур вследствие гидравлических сопротивле-

ний паропровода вторичного пара принимается  $\Delta t_{r,c} = 1,0$  К. Тогда температура вторичного пара в сепараторе выпарного аппарата

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{r,c} = 71,7 + 1,0 = 72,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура кипения раствора в сепараторе (формула (4.14))

$$t_{\kappa} = 72,7 + 5,4 = 78,1 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где значение температурной депрессии  $\Delta t_{\text{депп}} = 5,4$  К определено в примере 4.5.

Температура кипения раствора на средней высоте труб (формула (4.22))

$$t_{\text{кип}} = 78,1 + 8,2 = 86,3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где гидростатическая депрессия  $\Delta t_{r, \text{эф}} = 8,2$  К определена в примере 4.6.

2. Расход выпариваемого растворителя (воды) (формула (4.3))

$$W = \frac{20 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} \left( 1 - \frac{15}{25} \right)^2 = 2,20 \text{ кг/с}.$$

3. Количество теплоты, которое необходимо получать кипящему раствору от греющего пара (формула (4.5)):

$$Q = 1,05 \left( \frac{20 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} 3,56 \cdot 10^3 (78,1 - 75) + 2,20 (24,96 \cdot 10^3 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 78,1) \right) = \\ = 5120 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

где множитель 1,05 учитывает 5 %-е потери;  $c_{\kappa} = 4,19 \cdot 10^3 (1 - 0,15) = 3,56 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  – удельная теплоемкость исходного раствора;  $i_{\kappa \text{ II}} = 2496 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  – удельная энтальпия вторичного пара при температуре  $t_1 = 72,7 \text{ } ^\circ\text{C}$  (табл. ЛII).

4. Необходимый расход греющего пара (формула (4.6))

$$G_{r, \text{II}} = \frac{5120 \cdot 10^3}{2237 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 2,41 \text{ кг/с},$$

где  $r_{r, \text{II}} = 2237 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  – удельная теплота конденсации греющего пара при  $1,4 \text{ кгс/см}^2$  (табл. ЛII).

Удельный расход греющего пара (формула (4.7)) на 1 кг испаряемой воды

$$d = 2,41/2,22 = 1,09 \text{ кг/кг}.$$

5. Полезная разность температур (формула (4.25))

$$\Delta t_{\text{пол}} = 108,7 - 86,3 = 22,4 \text{ } ^\circ\text{C (К)},$$

где  $t_{r, \text{II}} = 108,7 \text{ } ^\circ\text{C}$  – температура конденсации греющего пара при давлении  $1,4 \text{ кгс/см}^2$  (табл. ЛII).

6. Необходимая площадь теплопередачи греющей камеры выпарного аппарата (формула (4.26))

$$F = 5120 \cdot 10^3 / (1000 \cdot 22,4) = 229 \text{ м}^2.$$

**Пример 4.9.** Определить необходимые значения давления и расхода сухого насыщенного греющего пара при выпаривании 0,90 кг/с раствора от 3 до 7 % при остаточном давлении 0,60 кгс/см<sup>2</sup>. Температура исходного раствора 60 °С; потери разности температур вследствие концентрационной и гидростатической депрессии составляют  $\Delta t_{\text{депр}} = 8,2$  К и  $\Delta t_{\text{г.ст}} = 2,6$  К. Поверхность греющей камеры  $F = 120 \text{ м}^2$ , значение коэффициента теплопередачи  $K = 815 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Потери теплоты в окружающую среду составляют 4 % от суммарной теплоты испарения и нагрева.

**Решение.** 1. Расход испаряемого растворителя (формула (4.3))

$$W = 0,90(1 - 3/7) = 0,514 \text{ кг/с}.$$

Температура насыщенного вторичного пара в сепараторе при 0,60 кгс/см<sup>2</sup> (табл. LII)  $t_1 = 85,5$  °С; температура кипения раствора на верхнем уровне, с которого отводится упаренный раствор,  $t_{\text{кип}} = t_1 + \Delta t_{\text{депр}} = 85,5 + 8,2 = 93,7$  °С; температура кипения на среднем уровне  $t_{\text{кип}} = t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{г.ст}} = 93,7 + 2,6 = 96,3$  °С.

Удельная теплоемкость исходного разбавленного раствора

$$c_{\text{ж}} = 4,19 \cdot 10^3 (1 - 0,03) = 4,06 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Тепловой поток, получаемый кипящим раствором (формула (4.5))

$$Q = 1,04 [0,90 \cdot 4,06 \cdot 10^3 (93,7 - 60) + 0,514 (2650 \cdot 10^3 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 93,7)] = 1340 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

где  $i_{\text{вт.п}} = 2650 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  при  $t_1 = 85,5$  °С (табл. LII).

Полезная разность температур (формула 4.26)

$$\Delta t_{\text{пол}} = 1340 \cdot 10^3 / (815 \cdot 120) = 13,7 \text{ К}.$$

Температура греющего пара

$$t_{\text{г.п}} = t_{\text{кип}} + \Delta t_{\text{пол}} = 96,3 + 13,7 = 110,0 \text{ °С}.$$

Необходимое давление греющего пара (табл. LII) при 110 °С  $p_{\text{г.п}} = 1,46 \text{ кгс/см}^2$ ; удельная теплота конденсации  $r_{\text{г.п}} = 2234 \times 10^3 \text{ Дж/кг}$ . Расход сухого греющего пара

$$G_{\text{г.п}} = \frac{1340 \cdot 10^3}{2234 \cdot 10^3 \cdot 1} = 0,60 \text{ кг/с}.$$

**Пример 4.10.** Определить необходимую поверхность греющей камеры и удельный расход греющего пара абсолютным давлением

2,5 кгс/см<sup>2</sup> и влажностью 3 % при упаривании 6,5 т/ч раствора от 12 до 18 %. Температура конденсации в барометрическом конденсаторе составляет 75 °С. Коэффициент теплопередачи для греющей камеры  $K = 1400$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Потери разности температур составляют: на концентрационную депрессию  $\Delta t_{\text{депр}} = 2,5$  К, на гидравлические сопротивления  $\Delta t_{\text{г.с}} = 1,0$  К и на гидростатический эффект  $\Delta t_{\text{г.эф}} = 3,0$  К. Потери через теплоизоляцию принять 3,5 % от полезно используемой теплоты. Температура исходного раствора 20 °С. Найти также необходимый расход воды, подаваемой в барометрический конденсатор смешения при ее начальной температуре 14 °С, объемный расход откачиваемого из конденсатора воздуха и высоту барометрической трубы диаметром 200 мм и внутренней шероховатостью  $e = 0,2$  мм.

**Решение.** 1. Расход испаряемой из раствора воды (формула (4.3)):

$$W = \frac{6,5 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} \left( 1 - \frac{12}{18} \right) = 0,602 \text{ кг/с.}$$

2. Температуре конденсации  $t_0 = 75$  °С в барометрическом конденсаторе соответствует (табл. ЛII) абсолютное давление  $p_0 = 0,393$  кгс/см<sup>2</sup>. Температура вторичного пара в сепараторе

$$t_1 = 75 + 1,0 = 76$$
 °С,

чему соответствует давление 0,411 кгс/см<sup>2</sup>.

Температура кипящего раствора на верхнем уровне слоя, как и температура выходящего раствора

$$t_k = 76 + 2,5 = 78,5$$
 °С.

Температура кипения раствора на среднем уровне

$$t_{\text{кин}} = 78,5 + 3,0 = 81,5$$
 °С.

3. Тепловой поток, который получает раствор от греющего пара (формула (4.5)):

$$Q = 1,035 \left[ \frac{6,5 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} 4,19 \cdot 10^3 (1 - 0,12) (78,5 - 20) + 0,602 (2638 \cdot 10^3 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 78,5) \right] = 1840 \cdot 10^3 \text{ Вт,}$$

где  $i_{\text{вр.п}} = 2638 \cdot 10^3$  Дж/кг — удельная энтальпия вторичного пара при  $t_k = 78,5$  °С (табл. ЛII).

Полезная разность температур в греющей камере

$$\Delta t_{\text{пол}} = 126,3 - 81,5 = 44,8 \text{ К,}$$

где  $t_{\text{к.н}} = 126,3$  °С — температура конденсации греющего пара при давлении 2,5 кгс/см<sup>2</sup> (табл. ЛII).



Теплопередающая поверхность греющей камеры (формула (4.26))

$$F = \frac{1840 \cdot 10^3}{1400 \cdot 44,8} = 23,0 \text{ м}^2.$$

Расход греющего пара (формула (4.6))

$$G_{г.п} = \frac{1840 \cdot 10^3}{2190 \cdot 10^3 (1 - 0,03)} = 0,867 \text{ кг/с},$$

где удельная теплота конденсации пара при  $2,5 \text{ кгс/см}^2$   $r_{г.п} = 2190 \times 10^3 \text{ Дж/кг}$  (табл. ЛП).

Удельный расход греющего пара (формула (4.7)) на 1 кг испаряемой воды

$$d = 0,867/0,602 = 1,44 \text{ кг/кг}.$$

4. Необходимый расход воды для конденсации вторичного пара в барометрическом конденсаторе (формула (4.30))

$$G_w = 0,602 \frac{2636 \cdot 10^3 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 75}{4,19 \cdot 10^3 (75 - 14)} = 5,47 \text{ кг/с},$$

где  $i'' = 2636 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  — энтальпия вторичного пара при температуре его конденсации  $t_0 = 75^\circ \text{C}$  в барометрическом конденсаторе.

Массовый расход воздуха, непрерывно попадающего в барометрический конденсатор (формула (4.31)):

$$G_{\text{возд}} = 0,000025 (0,602 + 5,47) + 0,01 \cdot 0,602 = 0,00754 \text{ кг/с}.$$

Температура воздуха, отводимого из конденсатора (формула (4.33)):

$$T_{\text{возд}} = 273 + [14 + 0,1(75 - 14) + 4] = 297 \text{ К}.$$

Объемный расход воздуха определяется по формуле (4.32):

$$V_{\text{возд}} = \frac{287 \cdot 297}{0,393 \cdot 9,81 \cdot 10^4 - 0,0306 \cdot 9,81 \cdot 10^4} \cdot 0,00754 = 0,0180 \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. Необходимая высота барометрической трубы находится по формуле (4.34):

$$H = 10,33(1 - 0,397)735/760 - \frac{0,198^2}{2 \cdot 9,81} \left( 1 + 0,0197 \frac{H}{0,2} \right) + 1,5,$$

откуда  $H = 6,54 \text{ м}$ ,

где  $w = (W + G_w)/(\rho_w \cdot 0,785d^2) = (0,602 + 5,47)/(975 \cdot 0,785 \cdot 0,2^2) = 0,198 \text{ м/с}$ ; коэффициент трения для барометрической трубы  $\lambda = 0,021$  (рис. 1.4) при  $Re = wd\rho_w/\mu = 0,198 \cdot 0,2 \cdot 975/0,38 \cdot 10^{-3} = 1,04 \cdot 10^5$  и  $d/e = 0,2/0,2 \cdot 10^{-3} = 10^3$ ;  $\rho_w = 975 \text{ кг/м}^3$  — плотность воды при  $75^\circ \text{C}$  (табл. III);  $\mu = 0,38 \times 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — динамическая вязкость воды при  $75^\circ \text{C}$  (рис. III).

**Пример 4.11.** Определить теплопередающие поверхности греющих камер двухкорпусной выпарной установки (рис. 4.2) при концентрировании от 4 до 14 % 10 т/ч раствора с начальной температурой 22 °С. Давление в барометрическом конденсаторе 0,40 кгс/см<sup>2</sup>; давление греющего пара 3,0 кгс/см<sup>2</sup>. Массовая доля растворенного вещества в растворе на выходе из первого корпуса  $x_{к1} = x_{н2} = 7\%$ . Потери разности температур: вследствие концентрационной депрессии в первом корпусе  $\Delta t_{\text{депр},1} = 2,5$  °С, во втором корпусе  $\Delta t_{\text{депр},2} = 4,0$  °С; на гидростатический эффект  $\Delta t_{\text{г.ст},1} = 5,0$  °С и  $\Delta t_{\text{г.ст},2} = 3,0$  °С; вследствие гидравлического сопротивления  $\Delta t_{\text{г.с},1} = 1,0$  °С и  $\Delta t_{\text{г.с},2} = 1,5$  °С соответственно в первом и втором корпусах. Значения коэффициентов теплопередачи по корпусам  $K_1 = 1500$  и  $K_2 = 1200$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Тепловые потери составляют 3 и 2 % от полезно используемой теплоты в каждом из корпусов. Определить также удельный расход греющего пара.

**Решение.** 1. Общая разность температур

$$\Delta t_{\text{общ}} = t_{\text{г.п}} - t_{0,2} - 132,9 - 75,4 = 57,5 \text{ °С (К)},$$

где  $t_{0,2} = 75,4$  °С – температура конденсации вторичного пара в барометрическом конденсаторе при давлении 0,40 кгс/см<sup>2</sup>.

Полезная разность температур для всей установки (формула (4.25))

$$\Delta t_{\text{пол}} = 57,5 - (1,0 + 2,5 + 5,0 + 1,5 + 4,0 + 3,0) = 40,5 \text{ °С (К)}.$$

2. Количество вторичного пара, образующегося в первом корпусе:

$$W_1 = G_{н1}(1 - x_{н1}/x_{к1}) = (10 \cdot 10^3 / 3,6 \cdot 10^3)(1 - 4/7) = 1,19 \text{ кг/с}.$$

Расход раствора, выходящего из первого корпуса и поступающего во второй:

$$G_{к1} = G_{н2} = G_{н1} - W_1 = 10 \cdot 10^3 / 3,6 \cdot 10^3 - 1,19 = 1,585 \text{ кг/с}.$$

Расход вторичного пара для второго корпуса

$$W_2 = G_{н2}(1 - x_{н2}/x_{к2}) = 1,585(1 - 7/14) = 0,793 \text{ кг/с}.$$

Расход упаренного раствора на выходе из выпарной установки

$$G_{к2} = G_{н1} - W_1 - W_2 = 10 \cdot 10^3 / 3,6 \cdot 10^3 - 1,19 - 0,793 = 0,792 \text{ кг/с}.$$

3. Температура вторичного пара в сепараторе второго корпуса

$$t_{1,2} = t_{0,2} + \Delta t_{\text{г.с},2} = 75,4 + 1,5 = 76,9 \text{ °С}.$$

Температура упаренного раствора на выходе из второго корпуса

$$t_{к2} = t_{1,2} + \Delta t_{\text{депр},2} = 76,9 + 4,0 = 80,9 \text{ °С}.$$

Температура кипения раствора на среднем уровне греющих труб второго корпуса

$$t_{\text{кип},2} = t_{\kappa 2} + \Delta t_{\text{г.эф},2} = 80,9 + 3,0 = 83,9 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

4. При определении расхода теплоты во втором корпусе приходится предварительно задаваться значением начальной температуры раствора  $t_{\kappa 2}$ , поступающего во второй корпус, которая обычно несколько превышает температуру кипения раствора во втором корпусе  $t_{\text{кип},2}$ . Пусть, например,  $t_{\kappa 2}(= t_{\kappa 1}) = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Тогда температура вторичного пара в сепараторе первого корпуса

$$t_{1,1} = t_{\kappa 1} - \Delta t_{\text{испр},1} = 90 - 2,5 = 87,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тепловой поток, который получает кипящий раствор в греющей камере второго корпуса (формула (4.5)):

$$\begin{aligned} Q_2 &= 1,02 [G_{\text{н2}} c_{\text{н2}} (t_{\kappa 2} - t_{\kappa 2}) + W_2 (i_{\text{вт.п.2}} - c_{\text{н}} t_{\kappa 2})] = \\ &= 1,02 [1,585 \cdot 4,19 \cdot 10^3 (1 - 0,07)(80,9 - 90) + \\ &+ 0,793 (2639 \cdot 10^3 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 80,9)] = 1700 \cdot 10^3 \text{ Вт}, \end{aligned}$$

где  $i_{\text{вт.п.2}} = 2639 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  — удельная энтальпия вторичного пара при  $t_{1,2} = 76,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (табл. ЛП).

Тепловой поток, получаемый раствором в первом корпусе:

$$\begin{aligned} Q_1 &= 1,03 [G_{\kappa 1} c_{\kappa 1} (t_{\kappa 1} - t_{\text{н1}}) + W_1 (i_{\text{вт.п.1}} - c_{\text{н}} t_{\kappa 1})] = \\ &= 1,03 [(10 \cdot 10^3 / 3,6 \cdot 10^3) 4,19 \cdot 10^3 (1 - 0,04)(90 - 22) + \\ &+ 1,19 (2658 \cdot 10^3 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 90)] = 3575 \cdot 10^3 \text{ Вт}, \end{aligned}$$

где  $i_{\text{вт.п.1}} = 2658 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  — удельная энтальпия вторичного пара при  $t_{1,1} = 87,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (табл. ЛП).

5. Определяются значения полезных разностей температур для греющих камер первого и второго корпусов.

а) Из условия минимальной суммарной теплопередающей поверхности (формула (4.27))

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{пол},1} &= 40,5 \sqrt{3575 \cdot 10^3 / 1500} / \left( \sqrt{3575 \cdot 10^3 / 1500} + \sqrt{1700 \cdot 10^3 / 1200} \right) = \\ &= 22,9 \text{ }^{\circ}\text{C (K)}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{пол},2} &= 40,5 \sqrt{1700 \cdot 10^3 / 1200} / \left( \sqrt{3575 \cdot 10^3 / 1500} + \sqrt{1700 \cdot 10^3 / 1200} \right) = \\ &= 17,6 \text{ }^{\circ}\text{C (K)}. \end{aligned}$$

Уточняется принятое значение  $t_{\kappa 2}(= t_{\text{н2}})$ .

Температура конденсации вторичного пара первого корпуса в межтрубном пространстве второго корпуса

$$t_{0,1} = t_{\text{кин},2} - \Delta t_{\text{пол},2} = 83,9 + 17,6 = 101,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура вторичного пара в сепараторе первого корпуса

$$t_{1,1} - t_{0,1} + \Delta t_{г.в.1} = 101,5 + 1,0 = 102,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура раствора на выходе из первого корпуса

$$t_{к1} = t_{1,1} + \Delta t_{депр,1} = 102,5 + 2,5 = 105,0 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Следовательно, полученное значение температуры  $t_{к1}$ , как, впрочем, и  $t_{1,1}$ , не совпадает с принятым значением  $t_{к1} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Проверка со стороны температуры греющего пара приводит к аналогичному результату:

$$t_{кип,1} = t_{г.н} - \Delta t_{пол,1} = 132,9 - 22,9 = 110,0 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{к1} = t_{кип,1} - \Delta t_{г.эф,1} = 110,0 - 5,0 = 105,0 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$Q_2 = 1,02[1,585 \cdot 4,19(1 - 0,07)(80,9 - 105,0) + 0,793(2639 \cdot 10^3 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 80,9)] = 1610 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$Q_1 = 1,03 [2,78 \cdot 4,19 \cdot 10^3(1 - 0,04)(105,0 - 22) + 1,19(2683 \cdot 10^3 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 105,0)] = 3710 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

где  $i_{от,л,1} = 2683 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  — удельная энтальпия вторичного пара в сепараторе первого корпуса при  $t_{1,1} = 102,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (табл. LI).

Уточняются полезные разности температур первого и второго корпусов:

$$\Delta t_{пол,1} = 40,5 \sqrt{3710 \cdot 10^3 / 1500} / \left( \sqrt{3710 \cdot 10^3 / 1500} + \sqrt{1610 \cdot 10^3 / 1200} \right) = 23,3 \text{ }^{\circ}\text{C (K)};$$

$$\Delta t_{пол,2} = 40,5 - 23,3 = 17,2 \text{ }^{\circ}\text{C (K)}.$$

Малое отличие новых значений  $\Delta t_{пол,1}$  и  $\Delta t_{пол,2}$  от полученных в первом приближении ( $0,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) позволяет не проводить последующие уточнения.

Площади поверхностей теплопередачи греющих камер первого и второго корпусов

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_1 \Delta t_{пол,1}} = \frac{3710 \cdot 10^3}{1500 \cdot 23,3} = 106 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{Q_2}{K_2 \Delta t_{пол,2}} = \frac{1610 \cdot 10^3}{1200 \cdot 17,2} = 78 \text{ м}^2.$$

б) Из условия равенства поверхностей теплопередачи обеих греющих камер (формула (4.28))

$$\Delta t_{пол,1} = 40,5(3710 \cdot 10^3 / 1500) / (3710 \cdot 10^3 / 1500 + 1610 \cdot 10^3 / 1200) = 26,2 \text{ }^{\circ}\text{C (K)};$$

$$\Delta t_{пол,2} = 40,5 - 26,2 = 14,3 \text{ }^{\circ}\text{C (K)}.$$

Площади поверхностей теплопередачи

$$F_1 = \frac{3710 \cdot 10^3}{1500 \cdot 26,2} = 94,5 \text{ м}^2; \quad F_2 = \frac{1610 \cdot 10^3}{1200 \cdot 14,3} = 94,0 \text{ м}^2.$$

6. Суммарные значения  $F_1 + F_2$  для случаев

а)  $106 + 78 = 184 \text{ м}^2$  и

б)  $94,5 + 94,0 = 188,5 \text{ м}^2$  в условиях задачи оказываются почти одинаковыми.

7. Расход сухого греющего пара

$$G_{г.п} = Q_1 / r_{г.п} = 3710 \cdot 10^3 / 2171 \cdot 10^3 = 1,71 \text{ кг/с},$$

где  $r_{г.п} = 2171 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  — удельная теплота конденсации греющего пара при  $3,0 \text{ кгс/см}^2$ .

Удельный расход греющего пара на 1 кг испаряемой воды:

$$d = \frac{G_{г.п}}{W_1 + W_2} = \frac{1,71}{1,19 + 0,793} = 0,861 \text{ кг/кг}.$$

Полученное значение  $d$  можно сравнить с тем удельным расходом греющего пара, который имел бы место при однокорпусном выпаривании при тех же параметрах:

$$d = 1,03[2,775(1 - 0,04)4,19 \cdot 10^3(80,9 - 22) + (1,19 + 0,793)(2639 \cdot 10^3 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 80,9)] / [2171 \cdot 10^3(1,19 + 0,793)] = 1,55 \text{ кг/кг},$$

где  $i_{в.п} = 2639 \cdot 10^3$  — удельная энтальпия вторичного пара при  $76,9^\circ \text{C}$ .

Таким образом, использование вторичного пара первого корпуса для обогрева второго корпуса уменьшает расход затрачиваемого на выпаривание греющего пара почти в два раза:

$$1,55 / 0,861 = 1,80.$$

**Пример 4.12.** Определить количество выделяющихся при изогидрическом процессе кристаллов при охлаждении от  $80$  до  $35^\circ \text{C}$   $10 \text{ т/ч}$  водного раствора поташа. Образующийся кристаллогидрат содержит две молекулы воды.

**Решение.** Согласно кривой растворимости для  $\text{K}_2\text{CO}_3$  (рис. XVI) состав насыщенных водных растворов поташа: при  $80^\circ \text{C}$  —  $10,0$  и при  $35^\circ \text{C}$  —  $8,15$  моль  $\text{K}_2\text{CO}_3$  /кг воды. Поскольку молярная масса  $\text{K}_2\text{CO}_3$  равна  $138 \text{ кг/кмоль}$ , то отношение ее к молярной массе кристаллогидрата равно  $x_{кр} = M/M_{кв} = 138/174 = 0,793$ , где  $M_{кр} = 174 \text{ кг/кмоль}$  — молярная масса  $\text{K}_2\text{CO}_3 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ .

Массовые доли кристаллизующего вещества согласно определению:

$$x_{80} = \frac{10 \cdot 138}{1000 + 10 \cdot 138} = 0,580; \quad x_{35} = \frac{8,15 \cdot 138}{1000 + 8,15 \cdot 138} = 0,530.$$

Полученные значения концентраций используются в уравнении материального баланса (4.35) при  $W = 0$ :

$$G_{\text{кр}} = \frac{10 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} \frac{0,580 - 0,530}{0,793 - 0,530} = 0,528 \text{ кг/с.}$$

**Пример 4.13.** Определить необходимые значения расхода охлаждающей воды, проходящей противотоком и нагревающейся от 15 до 20 °С, при непрерывной кристаллизации 5000 кг/ч водного раствора нитрата натрия, содержащего 16 моль  $\text{NaNO}_3$  на 1 кг воды и охлаждаемого от 90 до 40 °С. Одновременно с охлаждением раствора происходит испарение из него воды в количестве 3 % от исходного расхода раствора. Коэффициент теплопередачи от раствора к воде  $K = 300 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

**Решение.** Согласно данным о растворимости  $\text{NaNO}_3$  (рис. XVI) концентрация насыщенного раствора при 40 °С составляет 12,3 моль/кг воды.

Массовые доли на входе и выходе согласно определению:

$$x_1 = \frac{16 \cdot 85}{1000 + 16 \cdot 85} = 0,576; \quad x_2 = \frac{12,3 \cdot 85}{1000 + 12,3 \cdot 85} = 0,511,$$

где 85 кг/кмоль – молярная масса  $\text{NaNO}_3$ .

Расход испаряемого водного растворителя  $W = 0,03 \cdot G_{\text{н}} = 0,03(5 \cdot 10^3 / 3,6 \cdot 10^3) = 0,0417 \text{ кг/с}$ .

Масса выделяющихся в единицу времени безводных ( $x_{\text{кр}} = 1$ ) кристаллов (формула (4.35))

$$G_{\text{кр}} = [(5 \cdot 10^3 / 3,6 \cdot 10^3)(0,511 - 0,576) - 0,0417 \cdot 0,511] / (0,511 - 1) = 0,229 \text{ кг/с.}$$

Молярная теплота кристаллизации  $\text{NaNO}_3$  согласно табл. XXXIII  $q_p = 21 \cdot 10^6 \text{ Дж/моль}$ .

Удельная теплоемкость твердой соли  $\text{NaNO}_3$  находится по формуле (4.11) и данным табл. 4.1:

$$c_r = (1 \cdot 26,0 + 1 \cdot 26,0 + 3 \cdot 16,8) / 85 = 1,20 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Удельная теплоемкость раствора вычисляется по правилу аддитивности (формула (4.10)):

$$c = 4,19 \cdot 10^3 (1 - 0,576) + 1,20 \cdot 10^3 \cdot 0,576 = 2,47 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

По соотношению (4.37) с учетом теплового потока, затрачиваемого на испарение части растворителя  $W r_{\text{вт.п}}$ , находится общий тепловой поток, который должен отводиться от кристаллизующегося раствора:

$$Q = \frac{5 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} 2,47 \cdot 10^3 (90 - 40) + 0,229 \cdot 21 \cdot 10^6 / 85 - 0,0417 \cdot 2345 \cdot 10^3 = \\ = 130 \cdot 10^3 \text{ Вт,}$$

где  $r_{\text{вт.п}} = 2345 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  – удельная теплота парообразования воды при ее средней арифметической температуре  $(90 + 40) / 2 = 65 \text{ °С}$  (табл. LI).

Расход охлаждающей воды находится из уравнения теплового баланса:

$$G_s = Q/[c_v(t_{в.к} - t_{в.л})] = 130 \cdot 10^3/[4,19 \cdot 10^3 (20 - 15)] = 6,33 \text{ кг/с.}$$

Средняя разность температур раствора и воды (формула (3.56))

$$\Delta t_{cp} = \frac{(90 - 20) - (40 - 15)}{\ln[(90 - 20)/(40 - 15)]} = 36,2 \text{ К.}$$

Необходимая поверхность теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} = \frac{130 \cdot 10^3}{300 \cdot 36,2} = 11,9 \text{ м}^2.$$

**Пример 4.14.** Определить необходимые значения расхода греющего пара (избыточное давление  $p_{г.п} = 2,2 \text{ кгс/см}^2$ , влажность 7 %) и поверхности теплопередачи выпарного аппарата при концентрировании 2,5 кг/с водного раствора от 5 до 35 % при абсолютном давлении в барометрическом конденсаторе  $p_{б.к} = 0,5 \text{ кгс/см}^2$ . Начальная температура раствора 15 °С. Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося пара к кипящему в трубках раствору 950 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Потери разности температур составляют: на гидравлические сопротивления 1,5 К (°С), на гидростатический эффект 4 К (°С) и на концентрационную депрессию 3 К (°С). Потери теплоты в окружающую среду составляют 2 % от суммарной теплоты на подогрев раствора и на выпаривание растворителя.

**Р е ш е н и е.** Вычисляется количество выпариваемого растворителя

$$W = G_u(1 - x_u/x_k) = 2,5(1 - 5/35) = 2,14 \text{ кг/с.}$$

По табл. LI при 0,5 кгс/см<sup>2</sup> находится температура конденсации вторичного пара в барометрическом конденсаторе  $t_{б.к} = 80,9 \text{ °С}$ .

Температура насыщенного вторичного пара в сепараторе выпарного аппарата превышает температуру в барометрическом конденсаторе на величину потери разности температур вследствие гидравлического сопротивления паропровода:  $t_1 = 80,9 + 1,5 = 82,4 \text{ °С}$ , чему соответствует давление вторичного пара над кипящим раствором  $P_1 = 0,535 \text{ атм}$  (табл. LI). Температура кипения чистого растворителя (воды) на среднем по высоте вертикальных трубок уровне определяется с учетом гидростатической потери разности температур  $t_{кип.р-лл} = t_1 + \Delta t_{г.эф} = 82,4 + 4 = 86,4 \text{ °С}$ . При этой же температуре по табл. LI находится теплота парообразования воды  $r_{вт.л} = 2294 \text{ кДж/кг}$ .

Температура кипения раствора конечной концентрации определяется с учетом превышения температуры кипения раствора над температурой кипения чистого растворителя  $t_{кип} = 86,4 + 3 = 89,4 \text{ °С}$ .

По абсолютному давлению греющего пара  $2,2 + 1 = 3,2$  кгс/см<sup>2</sup> из табл. LI находятся температура его конденсации  $t_{г.н} = 134,9^\circ\text{C}$  и теплота конденсации  $r_{г.н} = 2165$  кДж/кг.

Определяется полезная теплота, затрачиваемая на подогрев исходного раствора до температуры его кипения и на парообразование  $W$  кг/с удаляемого растворителя:

$$Q_{\text{пол}} = G_n c_n (t_{\text{кип}} - t_n) + W \cdot r_{г.н} = 2,5 \cdot 4,190(1 - 0,05)(89,4 - 15) + \\ + 2,14 \cdot 2294 = 5650 \text{ кВт},$$

где при определении теплоемкости разбавленного раствора  $c_n$  можно пренебречь теплоемкостью самой соли  $c_n = 4,19(1 - x_n)$ , где  $4,19$  кДж/(кг · К) – теплоемкость воды.

Необходимая поверхность греющей камеры определяется по общему уравнению теплопередачи

$$F = 1,02 Q_{\text{пол}} / (K(t_{г.н} - t_{\text{кип}})) = 1,02 \cdot 5650 \cdot 10^3 / (950(134,9 - 89,4)) = 134 \text{ м}^2,$$

где движущая разность температур равна разности температур конденсации греющего пара и кипения раствора.

Расход греющего пара

$$D = \frac{1,02 Q_{\text{пол}}}{r_{г.н} \cdot 0,98} = \frac{1,02 \cdot 5650}{2165 \cdot 0,98} = 2,75 \text{ кг г.п./с.}$$

Удельный расход пара

$$d = D/W = 2,75/2,14 = 1,29 \text{ кг г.п./кг р-ля.}$$

**Пример 4.15.** Вычислить необходимые значения теплопередающей поверхности греющей (кипятильной) камеры выпарного аппарата и расхода греющего пара (абсолютное давление 3 кгс/см<sup>2</sup>, влажность 3,5 %) при непрерывном выпаривании 7,5 т/ч водного раствора от 10 до 40 % при атмосферном давлении над кипящим раствором (в сепараторе выпарного аппарата (см. рис. 4.1)). Начальная температура раствора 80 °С; коэффициент теплопередачи от греющего пара к кипящему раствору 1400 Вт/(м<sup>2</sup> · К). Потери разности температур на концентрационную депрессию 2 К (°С) и на гидростатический эффект 5 К (°С). Потери теплоты в окружающую среду составляют 6 % от суммарной полезной теплоты.

**Решение.** Количество выпариваемого растворителя

$$W = G_n(1 - x_n/x_k) = (7,5 \cdot 1000/3600)(1 - 0,10/0,40) = 1,56 \text{ кг/с.}$$

Температура насыщенного вторичного пара в сепараторе при атмосферном давлении составляет  $t_1 = 100^\circ\text{C}$ . Температура чистого растворителя (воды) на уровне средней высоты кипящего раствора  $t_{\text{кип.р-ля}} = t_1 + \Delta t_{г.с} = 100 + 5 = 105^\circ\text{C}$ . При этой же температуре абсолютное давление насыщенного вторичного пара  $p_{г.с} = 1,22$  кгс/см<sup>2</sup>, а теплота парообразования 2248 кДж/кг (табл. LI).



Температура кипения раствора при  $p_{\text{ср}} = 1,22 \text{ кгс/см}^2$  с учетом температурной (концентрационной) депрессии

$$t_{\text{кип}} = 105 + 2 = 107^\circ\text{C}.$$

Полезная теплота нагревания раствора и парообразования

$$Q_{\text{пол}} = G_{\text{р}} c_{\text{р}} (t_{\text{кип}} - t_{\text{н}}) + W \cdot r_{\text{вг.п}} = (7,5 \cdot 1000/3600) 4,19 (1 - 0,10/0,40) (107 - 80) + 1,56 \cdot 2248 = 3724 \text{ кВт},$$

где  $c_{\text{р}} = 4,19 \cdot (1 - x_{\text{г}})$  — теплоемкость разбавленного раствора,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ .

Температура и теплота конденсации водяного пара (табл. LI) определяются по его давлению  $t_{\text{г.п}} = 132,9^\circ\text{C}$  и  $r_{\text{г.п}} = 2127 \text{ кДж/кг}$ . Полезная разность температур в греющей камере  $\Delta t_{\text{пол}} = t_{\text{г.п}} - t_{\text{кип}} = 132,9 - 107 = 25,9 \text{ K} (^\circ\text{C})$ .

Поверхность теплопередачи

$$F = 1,06 Q_{\text{пол}} / (K \cdot \Delta t_{\text{пол}}) = 1,06 \cdot 3724 \cdot 10^3 / (1400 \cdot 25,9) = 109 \text{ м}^2.$$

Расход греющего пара

$$D = \frac{1,06 Q_{\text{пол}}}{r_{\text{г.п}} \cdot 0,965} = \frac{1,06 \cdot 3724}{2127 \cdot 0,965} = 1,92 \text{ кг/с}.$$

Удельный расход греющего пара

$$d = D/W = 1,92/1,56 = 1,23 \text{ кг г.п./кг р-ля}.$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

4.1. Сколько растворителя необходимо выпаривать из 1800 кг/ч исходного раствора, чтобы массовая доля растворенного вещества изменялась: а) от 1 до 3 %; б) от 20 до 60 %?

4.2. Определить значения удельных расходов сухого насыщенного водяного пара при выпаривании воды (например, с целью дистилляции) под атмосферным давлением и под разрежением  $0,8 \text{ кгс/см}^2$ . Абсолютное давление греющего пара  $2,0 \text{ кгс/см}^2$ . Вода поступает в кипятильник: а) предварительно подогретой до температуры кипения; б) с температурой  $15^\circ\text{C}$ .

4.3. Определить новое давление греющего пара, если необходимо повысить производительность выпарного аппарата, обогреваемого прежде насыщенным водяным паром ( $p_{\text{наб}} = 1,5 \text{ кгс/см}^2$ ), с 1200 до 1900 кг/ч по исходному раствору. Выпаривание в обоих случаях производится под атмосферным давлением при температуре кипения  $105^\circ\text{C}$  и подаче раствора при температуре кипения. Тепловые потери отсутствуют; значения коэффициента теплопередачи и конечной концентрации раствора остаются неизменными.

4.4. Определить расход греющего пара влажностью 4,5 % и избыточным давлением 2 кгс/см<sup>2</sup> при выпаривании под атмосферным давлением 1,4 т/ч водного раствора от 9 до 32 %. Температура исходного раствора 18 °С, упаренного раствора 105 °С; потери теплоты в окружающую среду составляют 80 кВт.

4.5. При атмосферном давлении упаривается 0,746 кг/с водного раствора с начальной температурой 95 °С и массовой долей растворенного вещества 7 %. Температура кипения в аппарате 105 °С, температура раствора на выходе 103 °С. Избыточное давление насыщенного греющего пара  $p_{\text{наб}} = 2$  кгс/см<sup>2</sup>. Поверхность греющей камеры  $F = 52$  м<sup>2</sup>, коэффициент теплопередачи  $K = 1060$  Вт/(м<sup>2</sup> · К). Потери теплоты в окружающую среду составляют 110 кВт. Определить концентрацию раствора на выходе из выпарного аппарата и необходимый расход греющего пара при его влажности 5 %.

4.6. Под атмосферным давлением происходит непрерывное концентрирование раствора сульфата аммония от 12,5 до 30,6 %. Расход концентрированного раствора 800 кг/ч; исходный раствор предварительно подогревается в теплообменнике от 24 до 80 °С вторичным паром выпарного аппарата; остальной расход вторичного пара (экстра-пар  $E$ ) отводится для обогрева других аппаратов (рис. 4.3). Тепловые потери составляют 6 % от суммарной теплоты нагрева в выпарном аппарате и испарения ( $Q_{\text{нагр}} + Q_{\text{исп}}$ ). Потеря разности температур вследствие гидравлического сопротивления трубопровода от сепаратора до теплообменника  $\Delta t_{\text{т.с}} = 1,0$  °С (К). Определить расход греющего пара (пар насыщенный,  $p_{\text{наб}} = 2$  кгс/см<sup>2</sup>, влажность 5 %); расход экстра-пара и необходимую поверхность подогревателя при коэффициенте теплопередачи в нем  $K = 700$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

4.7. Вычислить удельные теплоту испарения и теплоемкость 48 %-го водного раствора едкого натра при давлении  $p_{\text{абс}} = 0,80$  кгс/см<sup>2</sup>, если при его кипении под давлением 760 мм рт. ст. температура кипения 140 °С, а под абсолютным давлением  $p_{\text{абс}} = 0,20$  кгс/см<sup>2</sup> – 99 °С.

4.8. Определить температуру кипения 42,5 %-го водного раствора нитрата аммония при  $p_{\text{абс}} = 0,40$  кгс/см<sup>2</sup>.

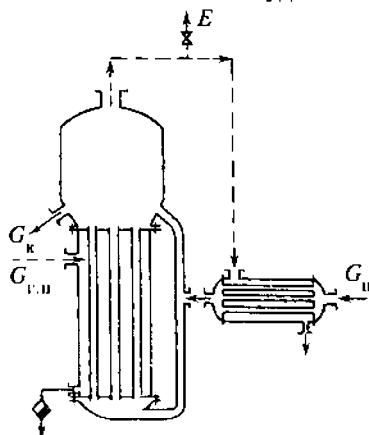


Рис. 4.3. Выпарной аппарат с подогревом исходного раствора вторичным паром и отбором экстра-пара (к задаче 4.6)

4.9. В выпарном аппарате (рис. 4.1) при абсолютном давлении в среднем слое кипящего раствора  $p_{\text{ср}} = 0,40 \text{ кгс/см}^2$  выпаривается 10 т/ч раствора от 8 до 42,5 %. Температура исходного раствора  $74^\circ\text{C}$ ; избыточное давление греющего пара  $p_{\text{изб}} = 1 \text{ кгс/см}^2$ ; коэффициент теплопередачи в греющей камере  $K = 950 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Потери теплоты составляют 3 % от суммы ( $Q_{\text{исп}} + Q_{\text{нагр}}$ ); потеря разности температур вследствие гидростатического эффекта  $\Delta t_{\text{г.эф}} = 6,1^\circ\text{C}$  (К). Определить поверхность греющей камеры. Вычислить также давление в барометрическом конденсаторе, если значение гидравлической депрессии  $\Delta t_{\text{г.с}} = 1,0^\circ\text{C}$  (К).

4.10. Определить изменение производительности выпарного аппарата, работающего под атмосферным давлением и при обогреве его насыщенным водяным паром давлением  $p_{\text{изб}} = 1,2 \text{ кгс/см}^2$ , если в аппарате создать разрежение  $0,70 \text{ кгс/см}^2$ , а обогрев производить греющим паром давлением  $p_{\text{изб}} = 0,60 \text{ кгс/см}^2$ . Гидростатическое давление на среднем уровне слоя кипящего раствора  $\Delta p_{\text{г.эф}} = 9,81 \cdot 10^3 \text{ Па}$ ; температурная депрессия  $\Delta t_{\text{депр}} = 4,0^\circ\text{C}$ . Раствор поступает в аппарат при температуре его кипения в выпарном аппарате. Тепловыми потерями пренебречь; значение коэффициента теплопередачи не изменяется.

4.11. Определить необходимую поверхность греющей камеры и расход сухого греющего пара абсолютным давлением  $2 \text{ кгс/см}^2$  при упаривании 1,6 т/ч раствора от 10 до 40 % под давлением  $1 \text{ кгс/см}^2$ . Температура исходного раствора  $30^\circ\text{C}$ ; полезная разность температур составляет  $12^\circ\text{C}$  (К); гидростатическая депрессия  $\Delta t_{\text{г.эф}} = 4,0^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплопередачи  $K = 900 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Потери теплоты составляют 5 % от полезно использованного теплового потока ( $Q_{\text{исп}} + Q_{\text{нагр}}$ ).

4.12. Под разрежением  $0,20 \text{ кгс/см}^2$  упаривается 1500 кг/ч раствора от 8 до 36 %. Определить необходимый расход воды, подаваемой: а) в барометрический конденсатор смешения; б) в поверхностный конденсатор. В обоих случаях температура отходящего конденсата на  $5^\circ\text{C}$  (К) ниже температуры конденсации, а вода нагревается от  $15$  до  $35^\circ\text{C}$ .

4.13. Определить необходимые значения давления и удельного расхода греющего пара (степень сухости 98 %) при упаривании под абсолютным давлением  $p_1 = 0,8 \text{ кгс/см}^2$  2,0 кг/с раствора от 5 до 8 % с начальной температурой  $70^\circ\text{C}$ . Поверхность греющей камеры  $90 \text{ м}^2$ , коэффициент теплопередачи  $1500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Потери разности температур вследствие гидростатического эффекта  $\Delta t_{\text{г.эф}} = 2,0^\circ\text{C}$ ; температурная депрессия  $\Delta t_{\text{депр}} = 5,5^\circ\text{C}$ . Потери теплоты в окружающую среду пренебрежимо малы. Сравнить полученный результат с удельным расходом греющего пара при тех же условиях, но при температуре исходного раствора  $130^\circ\text{C}$ .

4.14. В двухкорпусной прямоточной установке выпаривается 1,0 т/ч 8 %-го водного раствора при абсолютных давлениях 1,0 и 0,3 кгс/см<sup>2</sup> в первом и втором корпусах. Массовая доля растворенного вещества в растворе после первого корпуса 12 %. Температуры раствора на выходе из первого корпуса 104 °С, из второго 77 °С. Обогрев второго корпуса производится вторичным паром первого без отбора экстра-пара. Пренебрегая тепловыми потерями, определить конечный состав раствора.

4.15. В условиях примера 4.14 определить значения тех же величин, приняв промежуточный состав раствора на выходе из первого корпуса: 1)  $x_{к1} = x_{н2} = 9 \%$ ; 2)  $x_{к1} = x_{н2} = 6 \%$ . Объяснить результат 2).

4.16. В прямоточной двухкорпусной установке концентрируется 1000 кг/ч водного раствора нитрата натрия от 10 до 30 %; массовая доля соли в растворе после первого корпуса 15 %. Температуры раствора 103 °С и 90 °С после первого и второго корпусов. Определить расход растворителя, испаряющегося во втором корпусе за счет самоиспарения.

4.17. В прямоточной трехкорпусной выпарной установке концентрируется 1,3 т/ч водного раствора от 9 до 43 %. Определить содержание растворенного вещества в растворе на выходе из первого и второго корпусов, если в каждом последующем корпусе испаряется воды на 10 % больше, чем в предыдущем.

4.18. Какое предельное число корпусов может быть в прямоточной выпарной установке при давлении греющего пара в первом корпусе  $p_{изб} = 2,3$  кгс/см<sup>2</sup>, остаточном давлении в конденсаторе вторичного пара последнего корпуса 147 мм рт. ст. Сумма температурных потерь во всех корпусах 41 °С (К); допустимая полезная разность температур в каждом корпусе не должна быть меньше 8 °С (К).

4.19. В выпарной аппарат, работающий со сжатием вторичного

пара в турбокомпрессоре и использованием его для обогрева этого же аппарата (рис. 4.4), поступает водный раствор с начальной температурой 70 °С и массовой долей растворенного вещества 5 %. Из аппарата выводится 550 кг/ч раствора с массовой долей растворенного вещества 15 %. Из потерь разностей температур существенна только температурная депрессия

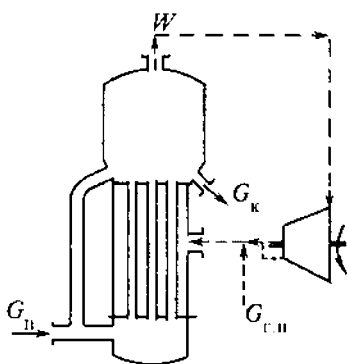


Рис. 4.4. Схема выпаривания с термокомпрессией вторичного пара (к задаче 4.19)

$\Delta t_{\text{теп}} = 2,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (К). Турбокомпрессор сжимает вторичный пар от 1,0 до 2,0 кгс/см<sup>2</sup>. Тепловые потери составляют 5 % от ( $Q_{\text{исп}} + Q_{\text{нагр}}$ ). Определить количество  $G_{\text{г.п}}$  сухого насыщенного пара ( $p_{\text{наб}} = 2,0 \text{ кгс/см}^2$ ), которое необходимо добавлять в греющую камеру, и мощность, потребляемую турбокомпрессором при общем его КПД  $\eta = 0,72$ .

4.20. Определить необходимую температуру охлаждения 40 % -го водного раствора нитрата калия, чтобы после удаления образовавшихся кристаллов содержание соли в маточном растворе оказалось в два раза меньше исходного.

4.21. Определить массу кристаллов, выделяющихся из 4,2 т раствора соды при охлаждении от 30 до 15  $^{\circ}\text{C}$  и начальном содержании соли 2,5 моль на 1 кг воды. Образующийся кристаллогидрат содержит 10 молекул воды.

4.22. Определить необходимую поверхность противоточного кристаллизатора для охлаждения от 85 до 35  $^{\circ}\text{C}$  10 т/ч раствора, содержащего первоначально 7 моль сульфата аммония на 1 кг воды. При охлаждении происходит одновременное испарение воды в количестве 5 % от начального расхода раствора. Коэффициент теплопередачи  $K = 380 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Определить также расход охлаждающей воды при ее нагреве от 13 до 24  $^{\circ}\text{C}$ .

4.23. Вычислить необходимые значения поверхности теплопередачи греющей камеры непрерывно действующего выпарного аппарата, расход греющего пара и его удельный расход при концентрировании в нем 5,0 т/ч раствора пелетучей соли от 6 до 14 % при абсолютном давлении в барометрическом конденсаторе 0,6 кгс/см<sup>2</sup>. Начальная температура раствора 20  $^{\circ}\text{C}$ . Потери разности температур составляют: вследствие гидравлического сопротивления паропровода вторичного пара 3 К ( $^{\circ}\text{C}$ ), за счет гидростатического эффекта 4 К ( $^{\circ}\text{C}$ ) и на концентрационную депрессию (эбулиоскопический эффект) 5 К ( $^{\circ}\text{C}$ ). Потери теплоты в окружающую среду равны 3 % от полезно затрачиваемой теплоты на парообразование из раствора и его подогрев до температуры кипения. Избыточное давление греющего пара 2 кгс/см<sup>2</sup>, его влажность 2 %. Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося греющего пара к кипящему в трубках раствору 900 Вт/(м<sup>2</sup> · К).

4.24. Определить поверхность греющей камеры непрерывно действующего выпарного аппарата, расход греющего пара и его удельный расход при получении 4,0 т/ч концентрированного раствора пелетучей соли, если его начальная и конечная концентрации равны 8 и 20 % соответственно. Абсолютное давление в сепараторе выпарного аппарата 0,70 кгс/см<sup>2</sup>. Начальная температура раствора 15  $^{\circ}\text{C}$ . Абсолютное давление греющего пара 2 кгс/см<sup>2</sup>, его степень сухости 95 %. Потери разности температур на гидростатический эффект 3,5 К ( $^{\circ}\text{C}$ ) и на температурную депрессию (эбулиоскопиче-

ская разность) 6 К (°С). Коэффициент теплопередачи от греющего пара к кипящему раствору 1200 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Потери теплоты в окружающую среду составляют 4 % от ее полезного количества.

## ПРИМЕР РАСЧЕТА ТРЕХКОРПУСНОЙ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ

Произвести расчет трехкорпусной прямоточной выпарной установки для непрерывного концентрирования 5,0 т/ч водного раствора нитрата натрия от 12 до 40 % (массовая доля соли в растворе). Температура исходного раствора соответствует температуре его кипения в первом корпусе. Давление насыщенного греющего пара, обогревающего первый корпус,  $p_{\text{нас}} = 4,0$  кгс/см<sup>2</sup>. Высота греющих труб в аппаратах с естественной циркуляцией раствора  $H_{\text{т}} = 4,0$  м. Разрежение в барометрическом конденсаторе 0,8 кгс/см<sup>2</sup> (рис. 4.5).

Решение. 1. Расход выпариваемого во всей установке растворителя (формула (4.3))

$$W = \frac{5 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} (1 - 12/40) = 0,972 \text{ кг/с.}$$

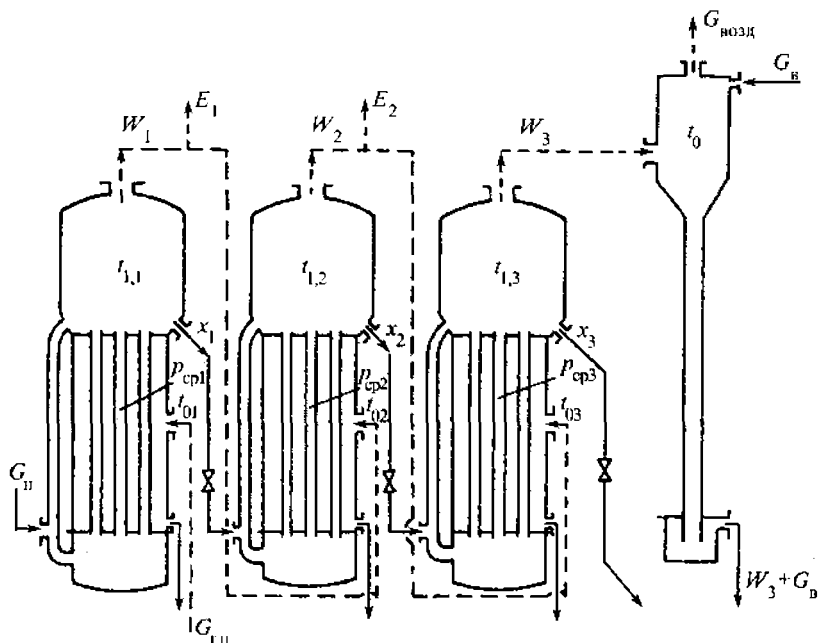


Рис. 4.5. Схема прямоточной трехкорпусной выпарной установки (к примеру расчета)

2. Распределение расхода выпариваемого растворителя по отдельным корпусам может быть произведено на основе имеющихся практических и расчетных данных в отношении 1,0 : 1,1 : 1,2, что соответствует равным расходам испаряемого растворителя в каждом из корпусов:  $W_1 = W_2 = W_3 = W/3 = 0,972/3 = 0,324$  кг/с.

3. Массовая доля соли в растворе на выходе из первого корпуса (на входе во второй) находится из уравнения материального баланса первого корпуса:

$$x_1 = G_{\kappa} x_{\kappa} / (G_{\kappa} - W_1) = 1,39 \cdot 12 / (1,39 - 0,324) = 15,6 \%,$$

где числитель и знаменатель соответствуют постоянному через все корпуса расходу растворенной соли и расходу выходящего из первого корпуса раствора. Аналогично

$$x_2 = G_{\kappa} x_{\kappa} / (G_{\kappa} - W_1 - W_2) = 1,39 \cdot 12 / (1,39 - 0,324 - 0,324) = 22,5 \%.$$

4. Распределение давлений конденсирующихся паров по отдельным корпусам производится на основе общей разности давлений греющего пара в первом корпусе и давления в барометрическом конденсаторе:

$$\Delta p_{\text{общ}} = 4,0 - 0,2 = 3,8 \text{ кгс/см}^2,$$

после чего эта максимальная разность давлений распределяется, например, поровну; т. е. перепад давлений изменяется на каждом корпусе на величину

$$\Delta p = \Delta p_{\text{общ}} / 3 = 3,8 / 3 = 1,27 \text{ кгс/см}^2.$$

В таком случае абсолютные давления по корпусам будут равны: во втором корпусе  $p_2 = p_0 + \Delta p = 0,2 + 1,27 = 1,47$  кгс/см<sup>2</sup>, где  $p_0 = 0,2$  кгс/см<sup>2</sup> — заданное значение абсолютного давления в барометрическом конденсаторе;  $p_1 = p_2 + \Delta p = 1,47 + 1,27 = 2,74$  кгс/см<sup>2</sup>.

По значениям давлений (табл. LI) находятся значения температур ( $t_{1,n}$ ) насыщенного водяного пара и удельных теплот парообразования ( $r_{\text{вт.п.}}$ ): в сепараторе первого корпуса  $t_{1,1} = 129,4$  °С и  $r_{\text{вт.п.1}} = 2179$  кДж/кг; в сепараторе второго корпуса  $t_{1,2} = 110,1$  °С и  $r_{\text{вт.п.2}} = 2234$  кДж/кг; в барометрическом конденсаторе  $t_0 = 59,7$  °С и  $r_0 = 2357$  кДж/кг; греющий пар в греющей камере первого корпуса  $t_{\text{г.п.}} = 143$  °С и  $r_{\text{г.п.}} = 2141$  кДж/кг.

Полученные значения соответствуют параметрам водяного пара, образующегося в соответствующих корпусах установки.

5. Производится расчет потерь разностей температур по корпусам. Потери вследствие концентрационной депрессии могут быть определены по температурам кипения раствора  $\text{NaNO}_3$  при атмосферном давлении (табл. XXXII):  $t_{\text{кип.1}} = 102$  °С и  $\Delta t_{\text{депр.1}} = 102 - 100 = 2,0$  К при  $x_1 = 15,6$  % для первого корпуса;  $t_{\text{кип.2}} = 103,1$  °С и  $\Delta t_{\text{депр.2}} = 3,1$  К для второго при  $x_2 = 22,5$  %;  $t_{\text{кип.3}} = 106,9$  °С и  $\Delta t_{\text{депр.3}} = 6,9$  °С для третьего при  $x_3 = 40$  %. Следовательно, суммарная температурная депрессия

$$\Delta t_{\text{депр}} = 2,0 + 3,1 + 6,9 = 12,0 \text{ К.}$$

Для вычисления потерь разностей температур вследствие гидростатического эффекта по справочнику (Справочник химика. 2-е изд., пер. и доп. Т. III. М.; Л.: Химия, 1965. С. 544) находятся плотности водного раствора  $\text{NaNO}_3$  при 20 °С: при  $x_1 = 15,6$  %  $\rho_{p1} = 1099$  кг/м<sup>3</sup>; при  $x_2 =$

$= 22,5\%$   $\rho_{p,2} = 1158 \text{ кг/м}^3$  и при  $x_2 = 40\%$   $\rho_{p,3} = 1317 \text{ кг/м}^3$ . Эти значения  $\rho_{p,i}$  могут быть использованы для вычисления по формуле (4.20) высот оптимальных уровней кипящего в трубках раствора (при этом плотность растворителя (воды) также берется без учета ее нагрева).

**Первый корпус.**  $H_{yp,1} = [0,26 + 0,0014(1099 - 1000)]4,0 = 1,59 \text{ м}$ . Давление на среднем уровне слоя кипящего раствора (формула (4.19))

$$p_{cp,1} = 2,74 + (1099 \cdot 9,81 \cdot 1,59) / 9,81 \cdot 10^4 / 2 = 2,83 \text{ кгс/см}^2.$$

При  $p_{cp,1} = 2,83 \text{ кгс/см}^2$  температура кипения чистого растворителя (воды)  $t_{cp,1} = 130,6^\circ \text{C}$  (табл. LII). Следовательно

$$\Delta t_{r,эф,1} = t_{cp,1} - t_{1,1} = 130,6 - 129,4 = 1,2^\circ \text{C (K)}.$$

**Второй корпус.**  $H_{yp,2} = [0,26 + 0,0014(1158 - 1000)]4,0 = 1,92 \text{ м}$ ;

$$p_{cp,2} = 1,47 + (1158 \cdot 9,81 \cdot 1,92) / 9,81 \cdot 10^4 / 2 = 1,58 \text{ кгс/см}^2.$$

При  $p_{cp,2} = 1,58 \text{ кгс/см}^2$   $t_{cp,2} = 112,3^\circ \text{C}$ .

$$\Delta t_{r,эф,2} = 112,3 - 110,1 = 2,2^\circ \text{C (K)}.$$

**Третий корпус.**  $H_{yp,3} = [0,26 + 0,0014(1317 - 1000)]4,0 = 2,82 \text{ м}$ ;

$$p_{cp,3} = 0,2 + (1317 \cdot 9,81 \cdot 2,82) / 9,81 \cdot 10^4 / 2 = 0,385 \text{ кгс/см}^2.$$

При  $p_{cp,3} = 0,385 \text{ кгс/см}^2$   $t_{cp,3} = 74,4^\circ \text{C}$ .

$$\Delta t_{r,эф,3} = 74,4 - 59,7 = 14,7^\circ \text{C (K)}.$$

Общая потеря разностей температур вследствие гидростатического эффекта

$$\Delta t_{r,эф} = 1,2 + 2,2 + 14,7 = 18,1^\circ \text{C (K)}.$$

Потери разностей температур, вызываемые гидравлическим сопротивлением паропроводов, принимаются согласно практическим данным равными  $\Delta t_{r,c,i} = 1,0^\circ \text{C}$  и равными для всех трех паропроводов вторичных паров. Следовательно, суммарная потеря от гидравлических сопротивлений в трехкорпусной установке

$$\Delta t_{r,c} = \Delta t_{r,c,i} \cdot 3 = 1,0 \cdot 3 = 3,0^\circ \text{C (K)}.$$

Сумма всех видов температурных потерь по трем корпусам

$$\sum_i \Delta t_{пот,i} = 12,0 + 18,1 + 3,0 = 33,1^\circ \text{C (K)}.$$

6. Общая разность температур, приходящаяся на всю установку:

$$\Delta t_{общ} = t_{r,n} - t_0 = 143 - 59,7 = 83,3^\circ \text{C (K)}.$$

Следовательно, полезная разность температур на всю установку

$$\Delta t_{пол} = \Delta t_{общ} - \sum_i \Delta t_{пот,i} = 83,3 - 33,1 = 50,2^\circ \text{C (K)}.$$

7. Температуры кипения раствора на среднем уровне в каждом из корпусов находятся через значения температур вторичного пара в сепараторе данного корпуса и потери разности температур:

$$t_{кип,1} = t_{1,1} + \Delta t_{депр,1} + \Delta t_{r,эф,1} = 129,4 + 2,0 + 1,2 = 132,6^\circ \text{C};$$

$$t_{кип,2} = 110,1 + 3,1 + 2,2 = 115,4^\circ \text{C};$$

$$t_{кип,3} = t_0 + \Delta t_{r,c,3} + \Delta t_{депр,3} + \Delta t_{r,эф,3} = 59,7 + 1,0 + 6,9 + 14,7 = 82,3^\circ \text{C}.$$



8. Подробный расчет коэффициентов теплопередачи для греющих камер выпарных аппаратов производится по найденным температурам кипения и концентрациям растворов, их теплофизическим свойствам, диаметрам и высотам труб, а также по параметрам конденсации греющего и вторичных паров по соответствующим расчетным формулам гл. 3. При расчетах многокорпусных выпарных установок значения коэффициентов теплопередачи обычно выбираются по практическим данным с учетом термических сопротивлений со стороны кипящего раствора. На основании таких данных и возможных предварительных расчетов принимается  $K_1 = 1700$ ;  $K_2 = 990$  и  $K_3 = 580$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

9. Составление тепловых балансов по отдельным корпусам установки в первом приближении производится без учета тепловых потерь. В первом корпусе тепловой поток от греющего пара расходуется только на испарение растворителя:

$$Q_1 = W_1 r_{\text{вт.п.1}} = 0,324 \cdot 2179 \cdot 10^3 = 706 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Во второй корпус раствор приходит из первого перегретым относительно температуры кипения во втором корпусе:

$$Q_2 = W_2 r_{\text{вт.п.2}} + G_1 c_1 (t_{\text{кип.2}} - t_{\kappa 1}) = 0,324 \cdot 2234 \cdot 10^3 + (1,39 - 0,324) 4,19 \cdot 10^3 (1 - 0,156)(115,3 - 131,4) = 663 \cdot 10^3 \text{ Вт,}$$

где  $t_{\kappa 1} = t_{1,1} + \Delta t_{\text{депр.1}} = 129,4 + 2,0 = 131,4$  °С – температура раствора, выходящего из первого корпуса.

Теплота, выделяющаяся при конденсации вторичного пара первого корпуса ( $W_1 r'_{\text{вт.п.1}}$ ), несколько превышает теплоту, которую должен получить раствор во втором корпусе ( $Q_2$ ), поэтому избыточный расход вторичного пара  $E_1 = (W_1 r'_{\text{вт.п.1}} - Q_2) / r'_{\text{вт.п.1}} = (0,324 \cdot 2184 \cdot 10^3 - 663 \cdot 10^3) / (2184 \cdot 10^3) = 0,020$  кг/с, где  $r'_{\text{вт.п.1}} = 2184 \cdot 10^3$  Дж/кг – удельная теплота конденсации вторичного пара первого корпуса выпарной установки в греющей камере второго корпуса при температуре  $t_{1,1} - \Delta t_{\text{г.с.1}} = 129,4 - 1,0 = 128,4$  °С – может быть отведена из установки и использована вне ее.

Теплота в третьем корпусе

$$Q_3 = W_3 r_{\text{вт.п.3}} + G_2 c_2 (t_{\text{кип.3}} - t_{\kappa 2}) = 0,324 \cdot 2357 \cdot 10^3 + (1,39 - 0,324 - 0,020) 4,19 \cdot 10^3 (1 - 0,225)(82,4 - 113,2) = 690 \cdot 10^3 \text{ Вт,}$$

где  $t_{\kappa 2} = t_{1,2} + \Delta t_{\text{депр.2}} = 110,1 + 3,1 = 113,2$  °С – температура раствора, выходящего из второго корпуса.

Вновь необходимая для работы третьего корпуса теплота ( $Q_3$ ) несколько меньше теплоты, выделяющейся при конденсации всего вторичного пара второго корпуса ( $W_2 r'_{\text{вт.п.2}}$ ), поэтому избыточный расход вторичного пара второго корпуса  $E_2 = (W_2 r'_{\text{вт.п.2}} - Q_3) / r'_{\text{вт.п.2}} = (0,324 \cdot 2237 \cdot 10^3 - 690 \cdot 10^3) / 2237 \cdot 10^3 = 0,016$  кг/с, где  $r'_{\text{вт.п.2}}$  – теплота конденсации вторичного пара второго корпуса в греющей камере третьего при температуре  $t_{1,2} - \Delta t_{\text{г.с.1}} = 110,1 - 1,0 = 109,1$  °С.

10. Расход сухого греющего пара в первом корпусе

$$G_{\text{г.п}} = Q_1 / r_{\text{г.п}} = 706 \cdot 10^3 / 2141 \cdot 10^3 = 0,330 \text{ кг/с.}$$

Удельный расход греющего пара

$$d = G_{r.n.}/W = 0,330/0,972 = 0,339 \text{ кг/кг.}$$

11. Распределение полезной разности температур по корпусам производится по формуле (4.28), после чего по уравнению теплопередачи вычисляется необходимое значение поверхности теплопередачи:

а) из условия равенства поверхностей всех корпусов (формула (4.28))

$$\Delta t_1 = 50,2(706 \cdot 10^3/1700)/(706 \cdot 10^3/1700 + 663 \cdot 10^3/990 + 690 \cdot 10^3/580) = 9,2 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_2 = 50,2(663 \cdot 10^3/990)/(2275 \cdot 10^3) = 14,8 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_3 = 50,2(690 \cdot 10^3/580)/(2275 \cdot 10^3) = 26,3 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$F_1 = Q_1/(K_1 \Delta t_{\text{пор.1}}) = 706 \cdot 10^3/(1700 \cdot 9,2) = 45,1 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 663 \cdot 10^3/(990 \cdot 14,8) = 45,3 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = 690 \cdot 10^3/(580 \cdot 26,3) = 45,2 \text{ м}^2;$$

б) из условия минимальной суммарной поверхности греющих камер установки (формула (4.27))

$$\Delta t_1 = 50,2 \sqrt{706 \cdot 10^3/1700} / \left( \sqrt{706 \cdot 10^3/1700} + \sqrt{663 \cdot 10^3/990} + \sqrt{690 \cdot 10^3/580} \right) = 12,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_2 = 50,2 \sqrt{663 \cdot 10^3/990} / 80,8 = 16,1 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_3 = 50,2 \sqrt{690 \cdot 10^3/580} / 80,8 = 21,4 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$F_1 = 706 \cdot 10^3/(1700 \cdot 12,7) = 32,7 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 663 \cdot 10^3/(990 \cdot 16,1) = 41,6 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = 690 \cdot 10^3/(580 \cdot 21,4) = 55,6 \text{ м}^2.$$

Сравнение полученных результатов показывает, что суммарная поверхность трех корпусов, определенная при условии практического равенства всех поверхностей  $45,1 + 45,3 + 45,2 = 135,6 \text{ м}^2$  превышает минимальную суммарную поверхность  $32,7 + 41,6 + 55,6 = 129,9 \text{ м}^2$  несколько более чем на 4 %. Это позволяет выбрать вариант равных поверхностей как обеспечивающий однотипность оборудования.

Учет тепловых потерь, которые обычно не превышают 3–5 % от полезных количеств теплоты, повышает точность проводимых расчетов.

Расчет установки заканчивается выбором стандартных выпарных аппаратов ближайшей большей поверхности.

## ОСНОВЫ МАССОПЕРЕДАЧИ. АБСОРБЦИЯ

**Массообменом** (массопереносом) называют процессы переноса массы какого-либо вещества или веществ (целевого компонента или компонентов) из одной точки пространства в другую. Под массоотдачей понимают перенос целевого компонента из основного объема потока-носителя к границе его раздела с другой фазой. Массопередача – это процесс переноса целевого компонента из одного потока-носителя в основную массу другого вещества через границу раздела фаз между веществами.

Перенос целевого компонента происходит только при отсутствии концентрационного равновесия в различных точках пространства или между веществами-носителями по обе стороны от границы их раздела. Направление самопроизвольных процессов массообмена согласно второму закону термодинамики соответствует достижению состояния равновесия, т. е. выравниванию значений содержания целевого компонента в гомогенной фазе и установлению равновесного соотношения составов двух или нескольких фаз. Скорость переноса компонента пропорциональна степени отклонения системы от состояния равновесия. При расчетах массообменной аппаратуры равновесие составов фаз традиционно описывается несколько иным способом, чем это принято в химической термодинамике: не через равенство (при равновесии) или неравенство (в отсутствие равновесия) значения химического потенциала, вычисление которого для реальных систем представляет известные в термодинамике трудности, а в форме наличия (при равновесии) или отсутствия (при отсутствии равновесия) равновесного соотношения между содержаниями целевого компонента в одной и в другой фазе. Равновесные соотношения для конкретных систем обычно известны из опытных данных во всем возможном диапазоне изменения содержания компонента. Такой способ описания равновесных и неравновесных систем более удобен при практических расчетах, хотя при этом факт наличия равновесия составов фаз не означает численного равенства содержаний целевого компонента в каждой из фаз, как это имеет место при описании равновесия через химический потенциал.

При анализе процессов массопередачи целевого компонента от одного потока носителя к другому необходимо внимательно следить за видом представления концентраций этого компонента, которые должны быть приведены к единой системе величин (табл. 5.1, 5.2) и в равновесных соотношениях, и в уравнениях материальных балансов непрерывного процесса (5.25)–(5.27), и в уравнениях, описывающих кинетику массопередачи (п. 12–16).

Теоретически минимальный расход жидкого поглотителя целевого компонента в процессах абсорбции находится из условия достижения такой концентрации компонента в поглотителе (обычно на выходе из аппарата), которая оказывается равной ее равновесному значению с концентрацией компонента во входящем газовом потоке (рис. 5.2).

Основой расчета процессов переноса массы целевого компонента в массообменных аппаратах служит уравнение массопередачи (5.11), (5.12), в котором наиболее затруднительным для надежного вычисления является значение коэффициента массопередачи (5.13), (5.14). Величина поверхности контакта обменивающихся целевым компонентом фаз относительно нетрудно определяется в массообменных аппаратах насадочного типа (рис. 5.1), в которых массообменной поверхностью является наружная поверхность пленки жидкости, стекающей под действием силы тяжести по наружной поверхности всех элементов твердой насадки (керамических колец Рашига). Восходящий поток газовой фазы в насадочных аппаратах проходит через слой орошаемой насадки в зазорах между ее элементами.

Второй вид массообменных аппаратов – это аппараты, в которых поверхность контакта жидкой и газовой (паровой) фаз представляет собой суммарную поверхность всех газовых (паровых) пузырьков, барботирующих через слой жидкой фазы на каждой тарелке (рис. 6.1). Здесь определение численного значения суммарной поверхности контакта фаз затруднительно ввиду несферичности пузырьков, их возможного дробления, коагуляции и прочих трудно анализируемых гидродинамических эффектов. Расчеты таких тарельчатых аппаратов производят по соотношениям, из которых величина поверхности контакта фаз в явном виде исключается, а вместо нее фигурируют некие интегральные величины, такие как высоты единиц переноса, включающие также трудно определяемые коэффициенты массопередачи, и числа единиц переноса (п. 14). Последнее понятие при расчетах заменяет среднюю движущую силу процесса (5.42).

## ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Различные способы выражения состава фаз двухкомпонентных систем жидкость – газ (пар), используемые при расчетах массообменных процессов, представлены в табл. 5.1. Формулы для пересчета состава (на примере жидкой фазы) приведены в табл. 5.2; для газовой (паровой) фазы справедливы те же соотношения с заменой обозначений  $x$  на  $y$ ,  $X$  на  $Y$  и  $C_x$  на  $C_y$ .

2. Молярная (или равная ей объемная) доля  $y$  компонента смеси идеальных газов (паров)

$$y = p/P, \quad (5.1)$$

где  $p$  – парциальное давление компонента газовой смеси;  $P = p_A + p_B + p_C + \dots$  – общее давление смеси газов или паров, равное сумме парциальных давлений всех компонентов смеси.

3. Законы межфазного равновесия для идеальных растворов.

а) Закон Генри:

$$p^* = Ex, \quad (5.2)$$

где  $p^*$  – парциальное давление компонента в газовой фазе, находящейся в равновесии с жидкостью;  $x$  – молярная доля компонента в жидкости;  $E$  – коэффициент Генри, зависящий от природы газа и жидкости, а также от температуры системы (см. табл. XXXVII).

Подстановка значения  $p^* = y^*P$  в уравнение (5.2) дает

$$y^* = mx. \quad (5.3)$$

Здесь  $y^*$  – молярная доля компонента в газовой фазе, равновесной с жидкостью;  $m = E/P$  – коэффициент распределения, постоянный для данной системы газ – жидкость при  $t = \text{const}$  и  $P = \text{const}$ .

Таблица 5.1

Способ выражения состава	Обозначение содержания компонента А	
	в жидкой фазе	в газовой или паровой фазе
Молярная доля, кмоль А/кмоль (А + В)	$x$	$y$
Массовая доля, кг А/кг (А + В)	$\bar{x}$	$\bar{y}$
Относительная молярная доля, кмоль А/кмоль В	$X$	$Y$
Относительная массовая доля, кг А/кг В	$\bar{X}$	$\bar{Y}$
Молярная объемная концентрация, кмоль А/м <sup>3</sup> (А + В)	$C_x$	$C_y$
Массовая объемная концентрация, кг А/м <sup>3</sup> (А + В)	$\bar{C}_x$	$\bar{C}_y$

Таблица 5.2

Выражение содержания компонента А	$x$	$\bar{x}$	$X$
$x$	—	$\frac{\bar{x}M_{\text{см}}}{M_A}$ или $\frac{\bar{x}/M_A}{\frac{x}{M_A} + \frac{1-x}{M_B}}$	$\frac{X}{1+X}$
$\bar{x}$	$\frac{M_A x}{M_{\text{см}}}$	—	$\frac{M_A X}{M_A X + M_B}$
$X$	$\frac{x}{1-x}$	$\frac{\bar{x}M_B}{M_A(1-x)}$	—
$\bar{X}$	$\frac{M_A x}{M_B(1-x)}$	$\frac{\bar{x}}{1-\bar{x}}$	$\frac{M_A X}{M_B}$
$C_x$	$\frac{\rho x}{M_{\text{см}}}$	$\frac{\rho \bar{x}}{M_A}$	$\frac{\rho X}{M_A X + M_B}$
$\bar{C}_x$	$\frac{\rho M_A x}{M_{\text{см}}}$	$\rho \bar{x}$	$\frac{M_A \rho X}{M_A X + M_B}$

Примечание.  $M_A$ ,  $M_B$  и  $M_{\text{см}}$  — молярные массы компонентов и смеси.  
Для смеси идеальных газов  $\rho/M_{\text{см}} = P/(RT) = P T_0/(22,4 P_0 T)$ .

Применительно к двухфазной трехкомпонентной системе (газовая фаза: А + В, жидкая фаза: А + С), подстановка в уравнение равновесия (5.3) значений  $x$  и  $y^*$  для компонента А, выраженных через его относительные молярные и массовые доли  $X$  и  $Y^*$ ,  $\bar{X}$  и  $\bar{Y}^*$  (табл. 5.2), дает:

$$\frac{Y^*}{1+Y^*} = m \frac{X}{1+X}; \quad (5.4)$$

$$\frac{\bar{Y}^*}{\bar{Y}^* + M_A/M_B} = m \frac{\bar{X}}{\bar{X} + M_A/M_C}, \quad (5.5)$$

где  $M_A$  — молярная масса распределенного между фазами компонента А;  $M_B$  — то же второго компонента бинарной газовой смеси;  $M_C$  — то же второго компонента бинарной жидкой смеси, кг/кмоль.

$\bar{X}$	$C_x$	$\bar{C}_x$
$\frac{M_B \bar{X}}{M_B \bar{X} + M_A}$	$\frac{C_x M_{см}}{\rho}$ или $\frac{C_x M_B}{\rho + C_x (M_B - M_A)}$	$\frac{\bar{C}_x M_{см}}{\rho M_A}$ или $\frac{\bar{C}_x M_B}{\rho M_A + \bar{C}_x (M_B - M_A)}$
$\frac{\bar{X}}{1 + \bar{X}}$	$\frac{M_A C_x}{\rho}$	$\frac{C_x}{\rho}$
$\frac{M_B \bar{X}}{M_A}$	$\frac{M_B C_x}{\rho - M_A C_x}$	$\frac{M_B \bar{C}_x}{M_A (\rho - \bar{C}_x)}$
-	$\frac{M_A C_x}{\rho - M_A C_x}$	$\frac{\bar{C}_x}{\rho - \bar{C}_x}$
$\frac{\rho \bar{X}}{M_A (\bar{X} + 1)}$	-	$\frac{\bar{C}_x}{M_A}$
$\frac{\rho \bar{X}}{\bar{X} + 1}$	$M_A C_x$	-

кг/кмоль;  $M_{см} = M_A x + M_B (1 - x)$ ;  $\rho$  – плотность смеси, кг/м<sup>3</sup>.

### б) Закон Рауля:

$$p^* = P x, \quad (5.6)$$

где  $p^*$  – парциальное давление компонента в парогазовой смеси над жидкостью в условиях равновесия;  $P = P(t)$  – давление насыщенного пара чистого компонента;  $x$  – молярная доля компонента в жидкости.

Подстановка в уравнение (5.6) значения  $p^* = y^* \Pi$  из уравнения (5.1) дает

$$y^* = (P/\Pi) x, \quad (5.7)$$

где  $y^*$  – молярная доля компонента в парогазовой фазе, равновесной с жидкостью.

Для двухкомпонентной смеси, если оба ее компонента следуют закону Рауля, уравнение (5.7) приводится к виду:

$$y_A^* = \alpha x_A / [1 + (\alpha - 1)x_A]. \quad (5.8)$$

Здесь  $\alpha = P_A/P_B$  — коэффициент относительной летучести;  $P_A$  и  $P_B$  — давления насыщенного пара более летучего (низкокипящего) компонента и менее летучего (высококипящего) компонента при той же температуре.

4. Данные о равновесных составах жидкости и пара для различных растворов имеются в справочной литературе [5.6]. Для некоторых бинарных смесей равновесные данные при  $P = \text{const}$  приведены в табл. XLIII и на рис. XVII и XVIII.

5. Существуют два элементарных вида переноса массы: диффузия и конвективный массоперенос.

Диффузия целевого компонента, перенос которого рассматривается, может происходить как в неподвижной, так и в движущейся среде-носителе. Причиной диффузионного потока компонента является наличие градиента его концентрации. Величина плотности диффузионного потока соответствует закону Фика:

$$\vec{j}_d = -D \text{grad } \bar{C}_y, \quad (5.9)$$

где  $\text{grad } \bar{C}_y$  — градиент объемной концентрации  $\bar{C}_y$  (в  $\text{кг/м}^3$ ) целевого компонента в среде-носителе в направлении диффузионного потока  $\vec{j}_d$  (в  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ),  $(\text{кг/м}^3)/\text{м}$ ;  $D$  — коэффициент диффузии компонента в среде,  $\text{м}^2/\text{с}$ ; знак минус соответствует положительному значению диффузионного потока в направлении уменьшения концентрации.

Конвективный перенос осуществляется за счет перемещения целевого компонента вместе с потоком вещества-носителя:

$$\vec{j}_k = \vec{w} \bar{C}_y, \quad (5.10)$$

где  $\vec{j}_k$  — плотность конвективного потока компонента,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;  $\vec{w}$  — скорость движения вещества-носителя,  $\text{м/с}$ ;  $\bar{C}_y$  — массовая объемная концентрация целевого компонента,  $\text{кг/м}^3$ .

6. Движущая сила процесса массопереноса, являющаяся причиной перехода компонента из одной фазы в другую, в технических расчетах выражается как абсолютное значение разности между действительным значением концентрации в одной из фаз и тем ее значением, которое является равновесным с содержанием компонента в другой фазе:  $|y^*(x) - y|$  или  $|x - x^*(y)|$ . Составы фаз могут быть выражены в различных единицах, поэтому движущая сила процесса массопередачи может иметь различные значения — см. пример 5.3.

В соответствии с двумя возможными способами выражения движущей силы процесса массопередачи — по газовой (паровой)



фазе ( $\Delta y = y^* - y$ ) или по жидкой фазе ( $\Delta x = x - x^*$ ) – уравнение массопередачи может быть написано в двух видах:

$$M = K_y \Delta y_{cp} F \quad (5.11)$$

или

$$M = K_x \Delta x_{cp} F. \quad (5.12)$$

Здесь  $M$  – молярный расход компонента, переходящего из одной фазы в другую, кмоль/с;  $F$  – площадь поверхности массопередачи, м<sup>2</sup>;  $K_y$  – коэффициент массопередачи, отнесенный к движущей силе  $\Delta y$ , выраженный через молярные доли компонента в газовой фазе, кмоль/(м<sup>2</sup>·с);  $K_x$  – коэффициент массопередачи, отнесенный к движущей силе  $\Delta x$ , выраженный через молярные доли компонента в жидкой фазе, кмоль/(м<sup>2</sup>·с);  $\Delta y_{cp}$  и  $\Delta x_{cp}$  – соответствующие движущие силы процесса, усредненные по  $F$ .

В уравнении массопередачи вместо молярных расходов и молярных долей могут быть использованы массовые значения этих величин, а вместо  $\Delta y_{cp}$  могут быть  $\Delta Y_{cp}$ ;  $\Delta C_{y_{cp}}$  и  $\Delta p_{cp}$ ; соответственно, вместо  $\Delta x_{cp}$  могут быть  $\Delta X_{cp}$  или  $\Delta C_{x_{cp}}$ .

7. При отсутствии сопротивления при переходе компонента через собственно поверхность раздела фаз, существовании равновесия на этой поверхности и линейности уравнения равновесия  $y^* = mx$  справедливы следующие соотношения между коэффициентами массопередачи  $K_y$  и  $K_x$  и фазовыми коэффициентами массоотдачи  $\beta_y$  и  $\beta_x$  в уравнениях  $M = \beta_y (y^* - y)F = \beta_x (x - x^*)F$ :

$$K_y = \frac{1}{1/\beta_y + m/\beta_x}; \quad (5.13)$$

$$K_x = \frac{1}{1/(m\beta_y) + 1/\beta_x}, \quad (5.14)$$

где  $m$  – тангенс угла наклона линии равновесия к оси  $x$ .

Знаменатели в соотношениях (5.13) и (5.14) представляют собой общее диффузионное сопротивление, равное сумме диффузионных сопротивлений в газовой и в жидкой фазах.

Из уравнений (5.13) и (5.14) следует, что

$$K_y = K_x / m. \quad (5.15)$$

8. Основные диффузионные критерии подобия процессов массоотдачи.

Диффузионный критерий Нуссельта, представляющий меру отношения интенсивностей конвективной массоотдачи и диффузии поперек неподвижного слоя вещества-носителя:

$$Nu' = \beta l / D. \quad (5.16)$$

Диффузионный критерий Пекле (мера отношения интенсивностей конвективного и диффузионного переноса в основном потоке-носителе):

$$Pe' = \omega l / D. \quad (5.17)$$

Диффузионный критерий Прандтля (мера отношения вязкостных и диффузионных свойств потока-носителя):

$$Pr' = Pe' / Re = \nu / D. \quad (5.18)$$

Здесь  $\beta$  – коэффициент массоотдачи, м/с (кмоль/(м<sup>2</sup>·с·кмоль/м<sup>3</sup>) или кг/(м<sup>2</sup>·с·кг/м<sup>3</sup>));  $l$  – характерный линейный размер для потока-носителя, м;  $D$  – коэффициент молекулярной диффузии целевого компонента, м<sup>2</sup>/с;  $\omega$  – скорость потока-носителя, м/с;  $\nu$  – кинематическая вязкость среды, м<sup>2</sup>/с.

9. Коэффициент молекулярной диффузии газа А в газе В (или газа В в газе А) может быть вычислен по соотношению:

$$D_r = \frac{4,3 \cdot 10^{-7} T^{3/2}}{p (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}, \quad (5.19)$$

где  $D_r$  – коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с;  $T$  – температура, К;  $p$  – давление (абсолютное), кгс/см<sup>2</sup>;  $M_A$  и  $M_B$  – молярные массы газов А и В;  $v_A$  и  $v_B$  – молярные объемы газов А и В, определяемые как сумма атомных объемов элементов, входящих в состав газа – см. пример 5.6 (атомные объемы некоторых элементов и молярные объемы некоторых газов приведены ниже).

Элемент	Атомный объем, см <sup>3</sup> /атом	Вещество	Молярный объем, см <sup>3</sup> /моль
В	27,0	H <sub>2</sub>	14,3
С	14,8	O <sub>2</sub>	25,6
Cl	24,6	N <sub>2</sub>	31,2
Н	3,7	Воздух	29,9
Н в первичных аминах	10,5	CO	30,7
Н во вторичных аминах	12,0	CO <sub>2</sub>	34,0
Н с двумя насыщенными связями	15,6	SO <sub>2</sub>	44,8
		NO	23,6
О с двумя насыщенными связями	7,4	N <sub>2</sub> O	36,4
		NH <sub>3</sub>	25,8
О в альдегидах и кетонах	7,4	H <sub>2</sub> O	18,9
		H <sub>2</sub> S	32,9
О в сложных эфирах	9,1	COС	51,5
О в простых эфирах	9,9		
О в высших простых и сложных эфирах	11,0	Cl <sub>2</sub>	48,4
		Br <sub>2</sub>	53,2
О в кислотах	12,0	I <sub>2</sub>	71,5
О в соединениях с S, P, N	8,3		
S	25,6		
I	37,0		

# Структурные постоянные\*

Бензольное кольцо	-15
Нафталиновое кольцо	-30
Антраценовое кольцо	-47,5

\* При расчете молярного объема химического соединения значение соответствующей структурной постоянной надо прибавить к сумме атомных объемов.

Если известно значение коэффициента диффузии  $D$  при температуре  $T_1$  и давлении  $p_1$ , то из формулы (5.19) следует, что значение  $D_2$  при температуре  $T_2$  и давлении  $p_2$  можно найти из соотношения

$$D_2 = D_1 \frac{p_1}{p_2} \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{3/2}. \quad (5.20)$$

Значения коэффициентов диффузии в воздухе для некоторых газов и паров приведены в табл. XXXVIII.

10. Коэффициент молекулярной диффузии в жидкости  $D_{\text{ж}}$  при 20 °С можно вычислить по приближенной формуле:

$$D_{\text{ж}} = \frac{1 \cdot 10^{-6}}{A \cdot B \sqrt{\mu} (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}, \quad (5.21)$$

где  $D_{\text{ж}}$  — коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с;  $\mu$  — динамическая вязкость жидкости, мПа·с;  $v_A$  и  $v_B$  — молярные объемы растворенного вещества и растворителя;  $M_A$  и  $M_B$  — молярные массы растворенного вещества и растворителя;  $A$  и  $B$  — коэффициенты, зависящие от свойств растворенного вещества и растворителя.

Значения коэффициентов  $A$  для некоторых веществ, растворенных в воде:

Для газов	1,00
" этанола	1,24
" метанола	1,19
" уксусной кислоты	1,27

Коэффициент  $B$  равен:

Для газов	4,7
" этанола	2,0
" метанола	2,0
" ацетона	1,15
" неассоциированных жидкостей	1,0

Коэффициент диффузии газа в жидкости  $D_t$  (при температуре  $t$ ) связан с коэффициентом диффузии  $D_{20}$  (при температуре  $20^\circ\text{C}$ ) следующей приближенной зависимостью

$$D_t = D_{20}[1 + b(t - 20)], \quad (5.22)$$

в которой температурный коэффициент  $b$  может быть определен по эмпирической формуле

$$b = 0,2 \sqrt{\mu}/\sqrt[3]{\rho}, \quad (5.23)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость жидкости при  $20^\circ\text{C}$ ,  $\text{мПа} \cdot \text{с}$ ;  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Значения коэффициентов диффузии некоторых газов в воде приведены в табл. XXXIX.

Коэффициент диффузии  $D_{\text{ж}}$  ( $\text{м}^2/\text{с}$ ) в разбавленных растворах может быть вычислен также по соотношению

$$D_{\text{ж}} = 7,4 \cdot 10^{-12} (\beta_{\text{ж}} M)^{1/2} T / (\mu \nu^{0,6}). \quad (5.24)$$

Здесь  $M$  – молярная масса растворителя;  $\nu$  – молярный объем диффундирующего вещества;  $T$  – температура,  $\text{К}$ ;  $\mu$  – динамическая вязкость растворителя,  $\text{мПа} \cdot \text{с}$ ;  $\beta_{\text{ж}}$  – параметр, учитывающий ассоциацию молекул растворителя и равный:

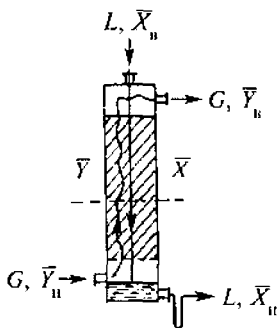
Для воды	2,6
" метанола	1,9
" этанола	1,5
" бензола, эфира, гептана	1,0

## 11. Материальный баланс абсорбера непрерывного действия (рис. 5.1).

Уравнение материального баланса (в массовых единицах):

$$M = G(\bar{Y}_{\text{н}} - \bar{Y}_{\text{в}}) = L(\bar{X}_{\text{н}} - \bar{X}_{\text{в}}), \quad (5.25)$$

где  $M$  – расход нелетучего поглощаемого компонента,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $G$  и  $L$  – расходы инертного газа и жидкого нелетучего поглотителя,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $\bar{Y}_{\text{н}}$  и  $\bar{Y}_{\text{в}}$  – относительные массовые доли поглощаемого компонента в газе внизу и наверху абсорбера,  $\text{кг}/\text{кг}$  инертного газа;  $\bar{X}_{\text{н}}$  и  $\bar{X}_{\text{в}}$  – то же в жидкости внизу и наверху абсорбера,  $\text{кг}/\text{кг}$  жидкого поглотителя.



В координатах  $\bar{Y} - \bar{X}$  уравнение (5.25) при постоянных  $G$  и  $L$  представляет отрезок прямой, проходящей через точки  $B[\bar{X}_{\text{н}}, \bar{Y}_{\text{н}}]$  и  $A[\bar{X}_{\text{в}}, \bar{Y}_{\text{в}}]$  – см. рис. 5.2. Уравнение этой прямой – рабочей линии:

$$\bar{Y} = \bar{Y}_{\text{н}} + (L/G)(\bar{X} - \bar{X}_{\text{н}}) \quad (5.26)$$

Рис. 5.1. Схема абсорбера

Рис. 5.2. Равновесная (OC) и рабочая (AB – при расходе поглотителя  $L$ ; AC – при минимальном расходе  $L_{\min}$ ) линии непрерывного процесса абсорбции

или

$$\bar{Y} = \bar{Y}_n + (L/G)(\bar{X} - \bar{X}_n), \quad (5.27)$$

где  $\bar{Y}$  и  $\bar{X}$  – переменные по высоте колонны относительные массовые доли поглощаемого компонента в контактирующих неравновесных потоках газа и жидкости в текущем сечении абсорбера – рис. 5.1.

Расход жидкого поглотителя

$$L = \phi L_{\min}, \quad (5.28)$$

Здесь  $\phi > 1$  – коэффициент избытка поглотителя;  $L_{\min}$  – теоретически минимальный расход поглотителя, определяемый графическим (см. рис. 5.2) или аналитическим путем:

$$L_{\min} = M / (\bar{X}_n^* - \bar{X}_n), \quad (5.29)$$

где  $\bar{X}_n^*$  – относительная массовая доля поглощаемого компонента в жидкой фазе, равновесная с  $\bar{Y}_n$ .

Степенью поглощения (или извлечения) называется величина

$$\eta_n = (\bar{Y}_n - \bar{Y}_n) / \bar{Y}_n = (Y_n - Y_n) / Y_n. \quad (5.30)$$

12. Средняя движущая сила в массообменном аппарате (абсорбере) с непрерывным контактом фаз.

В общем уравнении массопередачи

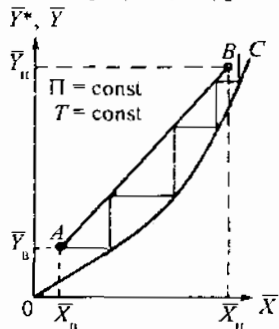
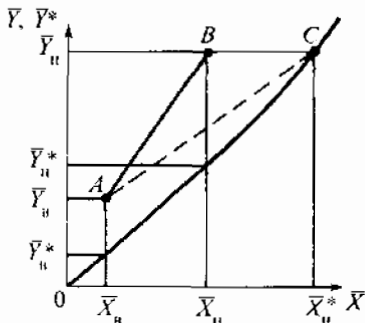
$$F = M / K_y \Delta \bar{Y}_{cp}, \quad (5.31)$$

где  $F$  – поверхность массопередачи в абсорбере,  $\text{м}^2$ ;  $M$  – расход поглощаемого компонента,  $\text{кг/с}$ ;  $K_y$  – коэффициент массопередачи,  $\text{кг}/[\text{м}^2 \cdot \text{с} (\text{кг}/\text{кг инертного газа})]$ ;  $\Delta \bar{Y}_{cp}$  – средняя движущая сила процесса массопередачи.

$\Delta \bar{Y}_{cp}$  определяется следующим образом. Если в пределах от  $X_n$  до  $X_n$  (рис. 5.3) линия равновесия прямая, то

$$\Delta \bar{Y}_{cp} = (\Delta \bar{Y}_n - \Delta \bar{Y}_n) / \ln (\Delta \bar{Y}_n / \Delta \bar{Y}_n), \quad (5.32)$$

Рис. 5.3. Графическое определение числа ступеней изменения концентрации (теоретических тарелок) для непрерывного процесса абсорбции



где  $\Delta \bar{Y}_n$  и  $\Delta \bar{Y}_n^*$  – движущие силы на концах аппарата:  $\Delta \bar{Y}_n = \bar{Y}_n - \bar{Y}_n^*$  – на одном конце аппарата;  $\Delta \bar{Y}_n = \bar{Y}_n - \bar{Y}_n^*$  – на другом конце аппарата.

Когда  $\Delta \bar{Y}_n$  и  $\Delta \bar{Y}_n^*$  отличаются менее чем в два раза  $\Delta \bar{Y}_n / \Delta \bar{Y}_n^* \leq 2$ , среднюю движущую силу в абсорбере вместо (5.32) можно рассчитывать по формуле среднего арифметического значения:

$$\Delta \bar{Y}_{cp} = (\Delta \bar{Y}_n + \Delta \bar{Y}_n^*) / 2. \quad (5.33)$$

В общем случае криволинейной равновесной зависимости

$$\Delta \bar{Y}_{cp} = (\bar{Y}_n - \bar{Y}_n^*) / \int_{\bar{Y}_n^*}^{\bar{Y}_n} \frac{d\bar{Y}}{\bar{Y} - \bar{Y}^*}. \quad (5.34)$$

Значение интеграла в знаменателе находят, например, методом графического интегрирования. Другой метод расчета при криволинейной линии равновесия заключается в разбиении равновесной кривой на участки, принимаемые приближенно за отрезки прямых, после чего для каждого участка в отдельности среднюю движущую силу определяют по уравнению (5.32) или (5.33).

При расчетах абсорберов движущую силу часто выражают в единицах давления – см. пример 5.10.

### 13. Определение диаметра насадочного абсорбера.

Диаметр абсорбционной колонны  $D$  (в м) рассчитывают по уравнению расхода для газового потока:

$$D = \sqrt{V_c / (0,785w)}, \quad (5.35)$$

где  $V_c$  – расход газа, проходящего через абсорбер, м<sup>3</sup>/с;  $w$  – скорость газа, огнессная к полному (свободному от насадки) поперечному сечению колонны, м/с.

Скорость газа  $w$  для насадочных колонн находится следующим образом. Сначала рассчитывается скорость газа  $w_s$  в точке захлебывания (инверсии) по соотношению (при  $\rho_{ж} \gg \rho_r$ ):

$$\lg \left( \frac{w_s^2 \sigma \rho_r \mu_{ж}^{0,16}}{g V_{св}^3 \rho_{ж}} \right) = A - 1,75 \left( \frac{L}{G} \right)^{0,25} \left( \frac{\rho_r}{\rho_{ж}} \right)^{0,125}. \quad (5.36)$$

Здесь  $\sigma$  – удельная поверхность насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $V_{св}$  – свободный объем насадки, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $\rho_r$  и  $\rho_{ж}$  – плотности газа и жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu_{ж}$  – динамическая вязкость жидкости, мПа·с;  $L$  и  $G$  – массовые расходы жидкости и газа, кг/с;  $A = 0,022$  для насадки из колец или спиралей [5.3].

Затем определяется рабочая скорость газа  $w$ ; для абсорберов, работающих в пленочном режиме

$$w = (0,75 \div 0,9) w_s. \quad (5.37)$$

#### 14. Определение высоты насадного абсорбера.

а) Через высоту единицы переноса (ВЕП). Поверхность контакта фаз в абсорбере при пленочном режиме работы

$$F = H_n S \sigma \psi, \quad (5.38)$$

где  $H_n$  – высота слоя насадки, м;  $S = \pi D^2/4$  – площадь поперечного сечения колонны, м<sup>2</sup>;  $D$  – диаметр колонны, м;  $\sigma$  – удельная поверхность сухой насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $\psi$  – коэффициент смоченности насадки, безразмерный – расчет значения этого коэффициента см. [5.3].

Высота слоя насадки

$$H_n = \frac{G}{K_y S \sigma \psi} \int_{\bar{Y}_a}^{\bar{Y}_n} \frac{d\bar{Y}}{\bar{Y} - \bar{Y}^*} = h_{0y} n_{0y}. \quad (5.39)$$

Здесь  $G$  – постоянный по высоте колонны расход инертного газа, кг/с или кмоль/с;  $K_y$  – средний коэффициент массопередачи, кг/[м<sup>2</sup>·с(кг/кг инертного газа)] или кмоль/[м<sup>2</sup>·с(кг/кг инертного газа)];  $h_{0y}$  – высота единицы переноса, м;

$$h_{0y} = G/(K_y S \sigma \psi); \quad (5.40)$$

$n_{0y}$  – общее число единиц переноса

$$n_{0y} = \int_{\bar{Y}_a}^{\bar{Y}_n} \frac{d\bar{Y}}{\bar{Y} - \bar{Y}^*}. \quad (5.41)$$

Из уравнений (5.34) и (5.41) следует:

$$n_{0y} = (\bar{Y}_n - \bar{Y}_a) / \Delta \bar{Y}_{cp}. \quad (5.42)$$

При прямолинейной равновесной зависимости средняя движущая сила  $\Delta \bar{Y}_{cp}$  рассчитывается по уравнению (5.32) или (5.33); при криволинейной равновесной зависимости число единиц переноса  $n_{0y}$  находится графическим построением или методом графического интегрирования – см. пример 5.11.

Объемным коэффициентом массопередачи  $K_{yV}$  называют величину

$$K_{yV} = K_y \sigma \psi = K_y a, \quad (5.43)$$

где  $a = \sigma \psi$  – удельная смоченная (активная) поверхность насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>, при  $\psi = 1$   $a = \sigma$ .

Высота единицы переноса может быть выражена через объемный коэффициент массопередачи

$$h_{0y} = \frac{G}{K_{yV} S} = \frac{G}{K_y S \sigma \psi}. \quad (5.44)$$

б) Через высоту, эквивалентную теоретической тарелке (ВЭТТ). Высота слоя насадки  $H_n$  может быть рассчитана по уравнению

$$H_n = h_{\text{э}} n_{\text{э}}, \quad (5.45)$$

где  $h_{\text{э}}$  – высота, эквивалентная теоретической тарелке (ВЭТТ) или теоретической ступени (ВЭТС), м (определяется по экспериментальным данным);  $n_{\text{э}}$  – число теоретических тарелок (ступеней изменения концентрации).

Число теоретических тарелок – ступеней изменения концентрации в абсорбере – определяется обычно графическим путем (рис. 5.3). На этом рисунке  $AB$  – рабочая линия, построенная по уравнению (5.26) или (5.27),  $OC$  – равновесная линия.

Общая высота единицы переноса может быть выражена через  $h_y$  и  $h_x$  – высоты единиц переноса в газовой и жидкой фазах соответственно

$$h_{0y} = h_y + m(G/L)h_x.$$

15. Критериальные корреляционные формулы для расчета коэффициентов массоотдачи в насадочных абсорберах с неупорядоченной насадкой при пленочном режиме стекания по ней жидкости.

а) Для газовой фазы

$$Nu'_r = 0,407 Re_r^{0,655} (Pr'_r)^{0,33}, \text{ справедливо при } 10 \leq Re_r \leq 10^4. \quad (5.46)$$

Здесь  $Nu'_r = \beta_r d_r / D_r$ ;  $Re_r = 4w_r \rho_r / (\sigma \mu_r)$ ;  $Pr'_r = \mu_r / (\rho_r D_r)$ ;  $\beta_r$  – коэффициент массоотдачи для газа,  $\text{кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{кмоль}/\text{м}^3) = \text{м}/\text{с}$ ;  $D_r$  – коэффициент диффузии поглощаемого компонента в газе,  $\text{м}^2/\text{с}$ . Остальные обозначения – см. формулы (5.36) и (5.38).

Кинетическое уравнение (5.46) может быть записано для высоты единицы переноса по газовой фазе:

$$h_y/d_r = 0,615 Re_r^{0,315} (Pr'_r)^{0,67}. \quad (5.47)$$

б) Для жидкой фазы

$$Nu'_j = 0,0021 Re_{jr}^{0,75} (Pr'_j)^{0,5}, \quad (5.48)$$

где  $Nu'_j = \beta_j \delta_{jr} / D_j$ ;  $Re_{jr} = 4L / (S \sigma \mu_j)$ ;  $Pr'_j = \mu_j / (\rho_j D_j)$ ;  $\beta_j$  – коэффициент массоотдачи для жидкости,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $\delta_{jr} = [\mu_j^2 / (g \rho_j^2)]^{1/3}$  – так называемая приведенная толщина жидкой пленки, м;  $D_j$  – коэффициент диффузии поглощаемого компонента в жидкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $L$  – массовый расход жидкости,  $\text{кг}/\text{с}$ .

Уравнение (5.48) может быть представлено относительно высоты единицы переноса по жидкой фазе

$$h_x/\delta_{jr} = 119 Re_{jr}^{0,25} (Pr'_j)^{0,50}. \quad (5.49)$$

Омываемый жидкостью периметр сечения абсорбера выражается через уравнение (5.38):

$$\Pi = F/H_n - S \sigma \mu. \quad (5.50)$$



Скорость течения пленки жидкости через насадку

$$w_{ж.пл} = L/(\rho_{ж}\Pi\delta) = L/(\rho_{ж}S\sigma\Psi\delta), \quad (5.51)$$

где  $\delta$  – средняя толщина пленки, м.

Эквивалентный диаметр жидкой пленки

$$d_{пл} = 4\Pi\delta/\Pi = 4\delta. \quad (5.52)$$

Критерий Рейнольдса для стекающей по насадке пленки жидкости

$$Re_{ж} = 4L/(S\sigma\Psi\mu_{ж}). \quad (5.53)$$

**16.** Определение диаметра и высоты тарельчатых абсорбционных колонн проводится так же, как и для тарельчатых ректификационных колонн, – см. гл. 6. Диаметр тарельчатого абсорбера рассчитывают по уравнениям (6.15) и (6.16). Высоту тарельчатой части абсорбера  $H_T$  определяют по уравнению (6.17). Требуемое число тарелок находится графически с применением кинетических зависимостей для расчета коэффициентов массопередачи или ВЕП. При приближенных расчетах для определения числа тарелок находится графически число ступеней изменения концентрации (рис. 5.3) и затем число тарелок  $n$  по уравнению (6.18).

## ПРИМЕРЫ

**Пример 5.1.** Жидкая смесь имеет состав: молярная доля толуола 58,8 % и тетрахлорида углерода (ТХУ) 41,2 %. Определить относительную массовую долю толуола  $\bar{X}$  (в кг толуола/кг ТХУ) и его массовую объемную концентрацию  $\bar{C}_x$  (в кг/м<sup>3</sup>).

**Решение.** Относительная массовая доля толуола

$$\bar{X} = \frac{M_{\text{тол}}x}{M_{\text{ТХУ}}(1-x)},$$

где  $M_{\text{тол}}$  – молярная масса толуола (92 кг/кмоль);  $M_{\text{ТХУ}}$  – то же тетрахлорида углерода (154 кг/кмоль);  $x$  – молярная доля толуола.

$$\bar{X} = \frac{92 \cdot 0,588}{154(1-0,588)} = 0,853 \frac{\text{кг толуола}}{\text{кг ТХУ}}.$$

Чтобы рассчитать массовую концентрацию  $\bar{C}_x$ , необходимо знать плотность смеси  $\rho_{\text{см}}$ . Для расчета плотности предварительно находится массовая доля толуола  $\bar{x}$ .

По табл. 5.2

$$\bar{x} = \frac{\bar{X}}{1 + \bar{X}} = \frac{0,853}{1 + 0,853} = 0,461.$$

Далее по табл. III находятся плотности толуола  $\rho_{\text{тол}} = 870$  кг/м<sup>3</sup> и тетрахлорида углерода  $\rho_{\text{ТХУ}} = 1630$  кг/м<sup>3</sup>.

Считая, что изменения объема при смешении не происходит, т. е. объем смеси равен сумме объемов компонентов, можно найти удельный объем смеси

$$0,461/870 + 0,539/1630 = 0,862 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг},$$

откуда плотность смеси

$$\rho_{\text{см}} = 1/0,862 \cdot 10^{-3} = 1160 \text{ кг/м}^3.$$

Можно рассчитать  $\rho_{\text{см}}$  еще и таким образом:

$$\rho_{\text{см}} = \frac{1 + \bar{X}}{1/\rho_{\text{ТХУ}} + \bar{X}/\rho_{\text{тол}}} = \frac{1 + 0,853}{1/1630 + 0,853/870} = 1160 \text{ кг/м}^3.$$

Массовая концентрация толуола

$$\bar{C}_x = \rho_{\text{см}} \bar{X} = 1160 \cdot 0,461 = 535 \text{ кг/м}^3.$$

**Пример 5.2.** Воздух при давлении 745 мм рт. ст. и температуре 34 °С насыщен водяным паром. Определить парциальное давление воздуха, объемную и массовую долю пара в воздушно-паровой смеси и его относительную массовую долю, считая оба компонента смеси идеальными газами. Определить также плотность воздушно-паровой смеси, сравнить ее с плотностью сухого воздуха.

**Решение.** Из табл. XXXIV следует, что при  $t = 34$  °С давление насыщенного водяного пара составляет 39,9 мм рт. ст. Это давление является парциальным давлением водяного пара  $p_n$  в воздушно-паровой смеси; парциальное давление воздуха определяется по закону Дальтона:

$$p_g = P - p_n = 745 - 39,9 \approx 705 \text{ мм рт. ст.}$$

Молярная (объемная) доля водяного пара в смеси

$$y = p_n/P = 39,9/745 = 0,0535.$$

Массовая доля пара

$$\bar{y} = \frac{M_n y}{M_n y + M_a(1 - y)} = \frac{18 \cdot 0,0535}{18 \cdot 0,0535 + 29(1 - 0,0535)} = 0,0339.$$

Относительная массовая доля

$$\bar{Y} = \frac{\bar{y}}{1 - \bar{y}} = \frac{0,0339}{1 - 0,0339} = 0,0351 \frac{\text{кг пара}}{\text{кг воздуха}}.$$

Плотность воздушно-паровой смеси рассчитывается как сумма плотностей компонентов:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{см}} &= \rho_a + \rho_n = \frac{M_a p_a T_0}{22,4 T P_0} + \frac{M_n p_n T_0}{22,4 T P_0} = \frac{T_0}{22,4 T P_0} (M_a p_a + M_n p_n) = \\ &= \frac{273}{22,4(273 - 34)760} (29 \cdot 705 + 18 \cdot 39,9) = 1,105 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Можно рассчитать плотность смеси иначе.

Молярная масса смеси

$$M_{\text{см}} = M_{\text{н}}y + M_{\text{в}}(1 - y) = 18 \cdot 0,0535 + 29(1 - 0,0535) = 28,4 \text{ кг/кмоль.}$$

Плотность смеси при  $P = 745 \text{ мм рт. ст.}$  и  $t = 34^\circ \text{C}$

$$\rho_{\text{см}} = \frac{M_{\text{см}} P T_0}{22,4 P_0 T} = \frac{28,4 \cdot 745 \cdot 273}{22,4 \cdot 760 (273 + 34)} = 1,105 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность сухого воздуха при тех же давлении и температуре

$$\rho_{\text{с.в}} = \frac{M_{\text{в}} P T_0}{22,4 P_0 T} = \frac{29 \cdot 745 \cdot 273}{22,4 (273 + 34) 760} = 1,13 \text{ кг/м}^3.$$

**Пример 5.3.** Определить плотности диффузионных потоков аммиака в его смеси с воздухом и в аммиачной воде, если массовые концентрации аммиака на одинаковом расстоянии  $1,9 \text{ м}$  составляют в обоих случаях  $5,20 \cdot 10^{-3}$  и  $0,14 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$ . Изменение концентрации считать линейным; температура воздуха и воды  $15^\circ \text{C}$ ; давление в газе  $1300 \text{ мм рт. ст.}$

Плотности диффузионных потоков в воздухе и в воде сравнить с расходами конвективно переносимого аммиака (по значению большей концентрации), если скорости движения воздушно-аммиачной смеси и аммиачной воды составляют  $1,80$  и  $0,18 \text{ м/с}$  соответственно.

**Решение.** Значение градиента концентрации аммиака в воздухе и в воде одинаковое:

$$\text{grad } \bar{C} = (0,14 \cdot 10^{-3} - 5,20 \cdot 10^{-3}) / 1,9 = -2,66 \cdot 10^{-3} \text{ (кг/м}^3\text{)/м.}$$

По табл. XXXVIII находится коэффициент диффузии аммиака в воздухе при нормальных условиях:  $D_0 = 17,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , и по формуле (5.20) производится пересчет коэффициента диффузии на заданные параметры воздушно-аммиачной смеси:

$$D_{\text{вк}} = 17,0 \cdot 10^{-6} \frac{760}{1300} \left( \frac{273 + 15}{273} \right)^{3/2} = 10,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Плотность диффузионного потока аммиака в воздухе согласно закону молекулярной диффузии (5.9) составляет

$$j_{\text{д,вк}} = -10,8 \cdot 10^{-6} (-2,66 \cdot 10^{-3}) = 28,7 \cdot 10^{-9} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с).}$$

Из данных табл. XXXIX находится коэффициент диффузии аммиака в воде при  $20^\circ \text{C}$ :  $D_{20} = 1,8 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$ . Для пересчета на  $15^\circ \text{C}$  по формуле (5.22) необходимо получить значение температурного коэффициента  $b$  согласно (5.23):

$$b = 0,2 \sqrt{1,01 \cdot 10^{-3}} / \sqrt[3]{1000} = 6,36 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1},$$

где  $\mu = 1,01 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  и  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  — вязкость и плотность воды при  $20^\circ \text{C}$  (рис. III, табл. II).

Тогда  $D_{15} = 1,8 \cdot 10^{-9} [1 + 6,36 \cdot 10^{-4} (15 - 20)] = 1,79 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Плотность диффузионного потока в воде согласно закону Фика (5.9)

$$j_{д,в} = -1,79 \cdot 10^{-9} (-2,66 \cdot 10^{-3}) = 0,00477 \cdot 10^{-9} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Плотность диффузионного потока аммиака в воде оказывается здесь в  $28,7 \cdot 10^{-9} / 0,00477 \cdot 10^{-9} = 6017$  раз меньшей, чем в воздухе, вследствие меньшего значения коэффициента диффузии.

Расходы аммиака, конвективно переносимого движущимися потоками, находятся непосредственно по соотношению (5.10): потоком воздуха

$$j_{к,вх} = 1,80 \cdot 5,20 \cdot 10^{-3} = 9,36 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

потоком воды

$$j_{к,в} = 0,18 \cdot 5,20 \cdot 10^{-3} = 0,936 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Меньшее значение  $j_{к,в}$  по сравнению с  $j_{к,вх}$  связано с меньшим значением скорости аммиачной воды.

Сравнение интенсивностей конвективного переноса компонента с переносом за счет молекулярной диффузии показывает, что конвективный перенос как в потоке воздуха, так и в потоке воды значительно преобладает над переносом за счет молекулярной диффузии в направлении движения потоков.

**Пример 5.4.** При температуре  $25^\circ\text{C}$  приведены в соприкосновение: воздух атмосферного давления, содержащий 14 % (объемная доля) ацетилена ( $\text{C}_2\text{H}_2$ ), и вода, содержащая растворенный ацетилен в количестве: а)  $0,29 \cdot 10^{-3}$  кг на 1 кг воды; б)  $0,153 \cdot 10^{-3}$  кг на 1 кг воды. Определить: 1) из какой фазы в какую будет переходить ацетилен; 2) движущую силу этого процесса перехода (в относительных молярных долях). Общее давление 765 мм рт. ст. Равновесные содержания ацетилена в газовой и в жидкой фазах определяются законом Генри.

**Решение.** Из табл. XXXVII следует, что при  $t = 25^\circ\text{C}$  коэффициент Генри для раствора ацетилена в воде  $E = 1,01 \cdot 10^6$  мм рт. ст.

Парциальное давление ацетилена в воздухе по уравнению (5.1)

$$p = y\Pi = 0,14 \cdot 765 = 107 \text{ мм рт. ст.}$$

а) Молярная доля ацетилена в воде при  $\bar{X} = 0,29 \cdot 10^{-3}$  кг ацетилена/кг воды (табл. 5.2):

$$x = \frac{\bar{X}}{\bar{X} + M_{\text{ац}}/M_{\text{в}}} = \frac{0,29 \cdot 10^{-3}}{0,29 \cdot 10^{-3} + 26/18} = 0,2 \cdot 10^{-3}.$$

Ответы на вопросы примера могут быть получены двумя путями.

I. В условиях равновесия парциальное давление ацетилена в газовой фазе над жидкостью с  $x = 0,2 \cdot 10^{-3}$  по закону Генри (5.2) должно составлять:

$$p^* = Ex = 1,01 \cdot 10^6 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} = 202 \text{ мм рт. ст.}$$

Таким образом,  $p = 107 < p^* = 202$  мм рт. ст., и ацетилен будет переходить из воды в воздух.

Движущая сила этого процесса перехода равна: в единицах парциального давления ацетилена

$$\Delta p = p^* - p = 202 - 107 = 95 \text{ мм рт. ст.};$$

в молярных долях

$$\Delta y = y^* - y = 202/765 - 0,14 = 0,124;$$

в относительных молярных долях

$$\Delta Y = Y^* - Y = \frac{y^*}{1 - y^*} - \frac{y}{1 - y} = \frac{0,264}{1 - 0,264} - \frac{0,14}{1 - 0,14} = 0,196 \frac{\text{кмоль ацетилена}}{\text{кмоль воздуха}}.$$

II. При равновесии с газовой фазой, в которой  $p = 107$  мм рт. ст., вода по закону Генри должна иметь содержание ацетилена (в молярных долях):

$$x^* = p/E = 107/1,01 \cdot 10^6 = 0,106 \cdot 10^{-3}.$$

Действительная молярная доля ацетилена в воде больше:  $x = 0,2 \cdot 10^{-3}$ , и, следовательно, ацетилен будет переходить из воды в воздух.

Движущая сила этого процесса в молярных долях

$$\begin{aligned} \Delta x &= x - x^* = 0,2 \cdot 10^{-3} - 0,106 \cdot 10^{-3} = \\ &= 0,094 \cdot 10^{-3} \text{ кмоль ацетилена/кмоль смеси;} \end{aligned}$$

в относительных молярных долях

$$\begin{aligned} \Delta X &= X - X^* = x/(1 - x) - x^*/(1 - x^*) = 0,2 \cdot 10^{-3}/(1 - 0,2 \cdot 10^{-3}) - \\ &- 0,106 \cdot 10^{-3}/(1 - 0,106 \cdot 10^{-3}) = 0,094 \cdot 10^{-3} \text{ кмоль ацетилена/кмоль воды.} \end{aligned}$$

б) Молярная доля ацетилена в воде

$$x \approx 18 \cdot 0,153 \cdot 10^{-3} / 26 = 0,106 \cdot 10^{-3} \text{ кмоль ацетилена/кмоль смеси.}$$

Так как соприкасающиеся фазы находятся в равновесии:

$$x = x^* = 0,106 \cdot 10^{-3}, \quad y = y^* = 0,14 \text{ кмоль ацетилена/кмоль смеси,}$$

то перехода ацетилена из одной фазы в другую в этом случае не будет.

**Пример 5.5.** В массообменном аппарате, работающем под давлением  $p_{\text{абс}} = 3,1$  кгс/см<sup>2</sup>, коэффициенты массоотдачи имеют следу-

ющие значения:  $\beta_y = 1,07 \text{ кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \Delta y)$ ,  $\beta_x = 22 \text{ кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \Delta x)$ . Равновесные составы газовой и жидкой фаз характеризуются законом Генри  $p^* = 8 \cdot 10^4 x$ . Определить: а) коэффициенты массопередачи  $K_y$  и  $K_x$ ; б) соотношение диффузионных сопротивлений в жидкой и в газовой фазах.

**Решение.** Уравнение равновесия приводится к виду  $y^* = mx$ :

$$y^* = \frac{p^*}{P} = \frac{8 \cdot 10^4}{3,1 \cdot 735} x = 35,1x.$$

Находятся коэффициенты массопередачи:

$$K_y = (1/\beta_y + m/\beta_x)^{-1} = (1/1,07 + 35,1/22)^{-1} = 0,396 \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \Delta y},$$

$$K_x = (1/m\beta_y + 1/\beta_x)^{-1} = (1/(35,1 \cdot 1,07) + 1/22)^{-1} = 13,9 \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \Delta x}.$$

Проверка:

$$K_x/K_y = 13,9/0,396 = 35,1 = m.$$

Отношение диффузионных сопротивлений в жидкой и в газовой фазах

$$\frac{m}{\beta_x} : \frac{1}{\beta_y} = \frac{35,1}{22} : \frac{1}{1,07} = 1,71.$$

**Пример 5.6.** Коэффициент массопередачи в абсорбере  $K_y = 10,4 \text{ кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{кмоль}/\text{м}^3)$ . Инертный газ – азот. Давление в аппарате  $p_{\text{абс}} = 760 \text{ мм рт. ст.}$ , температура  $20^\circ\text{C}$ . Определить значение коэффициента массопередачи  $K_y$  в следующих единицах: 1)  $\text{кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \Delta y)$ ; 2)  $\text{кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{мм рт. ст.})$ ; 3)  $\text{кг}/[\text{м}^2 \cdot \text{ч} (\text{кг}/\text{кг инертного газа})]$ .

**Решение.** Записывается уравнение массопередачи при различных вариантах движущей силы:

$$M = K_y \Delta C_y F = K'_y \Delta y F = K''_y \Delta p F,$$

где  $M$  – молярный расход переходящего в жидкость компонента,  $\text{кмоль}/\text{ч}$ .

Отсюда:

$$1) K_y \Delta C_y = K'_y \Delta y, \text{ т. е. } K'_y = K_y \Delta C_y / \Delta y.$$

Из табл. 5.2

$$C_y = \frac{\rho}{M_{\text{см}}} y = \frac{\Pi T_0}{22,4 \Pi_0 T} y.$$

В данном примере  $\Pi = \Pi_0$  и

$$\Delta C_y / \Delta y = T_0 / (22,4 T) = 273 / (22,4 \cdot 293) = 0,0416;$$

$$K'_y = K_y (\Delta C_y / \Delta y) = 10,4 \cdot 0,0416 = 0,433 \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \Delta y}.$$

$$2) K'_y \Delta y = K''_y \Delta p.$$

По уравнению (5.1)

$$y = p/\Pi; \quad \Delta y = \Delta p/\Pi;$$

$$K''_y = K'_y \Delta y / \Delta p = K' / \Pi = 0,433/760 = 5,69 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{мм рт. ст.}} =$$

$$= \frac{5,69 \cdot 10^{-4}}{3600 \cdot 133,3} = 1,19 \cdot 10^{-9} \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па}}.$$

3) Из равенств

$$W = M_{\kappa} M = M_{\kappa} K'_y \Delta y F = K''_y \Delta \bar{Y} F$$

(где  $W$  — массовый расход переходящего компонента, кг/ч) находится

$$K''_y = K'_y M_{\kappa} \Delta y / \Delta \bar{Y}.$$

По табл. 5.2

$$\bar{Y} = \frac{M_{\kappa} y}{M_{\kappa, \Gamma} (1 - y)}.$$

Здесь  $M_{\kappa}$  и  $M_{\kappa, \Gamma}$  — молярные массы переходящего компонента и инертного газа. При малых значениях  $y \ll 1$ :

$$\bar{Y} \approx \frac{M_{\kappa} y}{M_{\kappa, \Gamma}}.$$

Отсюда

$$\Delta y / \Delta \bar{Y} \approx M_{\kappa, \Gamma} / M_{\kappa};$$

$$K''_y = K'_y \frac{M_{\kappa} \Delta y}{\Delta \bar{Y}} = K'_y M_{\kappa, \Gamma} = 0,433 \cdot 28 = 12,1 \text{ кг} / \left( \text{м}^2 \cdot \text{ч} \frac{\text{кг}}{\text{кг инертного газа}} \right).$$

**Пример 5.7.** Вычислить коэффициент диффузии сероводорода в воде при 40 °С.

**Решение.** Сначала вычисляется коэффициент диффузии сероводорода при 20 °С по формуле (5.21), для чего определяются:

Для сероводорода

$$A = 1,$$

$$\nu_A = 2 \cdot 3,7 + 25,6 =$$

$$= 33,0 \text{ см}^3/\text{моль (п. 9)},$$

$$M_A = 34$$

Для воды

$$B = 4,7,$$

$$\mu = 1,0 \text{ мПа} \cdot \text{с},$$

$$\nu_B = 2 \cdot 3,7 + 7,4 = 14,8 \text{ см}^3/\text{моль},$$

$$M_B = 18$$

Эти значения подставляются в формулу (5.21):

$$D_{20} = \frac{1 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 4,7 \cdot 1 (33^{1/3} + 14,8^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{34} + \frac{1}{18}} = 1,93 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}.$$

По формуле (5.23) вычисляется температурный коэффициент  $b$ :

$$b = 0,2 \sqrt{1,0 / \sqrt[3]{1000}} = 0,020.$$

Согласно формуле (5.22) искомый коэффициент диффузии равен

$$D_{40} = 1,93 \cdot 10^{-9} [1 + 0,020(40 - 20)] = 2,70 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Для сравнения коэффициент диффузии сероводорода в воде при 40 °С рассчитывается по формуле (5.24):

$$D_{40} = \frac{7,4 \cdot 10^{-12} (2,6 \cdot 18)^{0,5} (273 + 40)}{0,656 \cdot 33^{0,6}} = 2,96 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Здесь  $\mu = 0,656 \text{ мПа} \cdot \text{с}$  — динамическая вязкость воды при 40 °С (рис. III).

**Пример 5.8.** Определить расход серной кислоты, используемой для очистки воздуха. Производительность скруббера 500 м<sup>3</sup>/ч по сухому воздуху при нормальных условиях. Начальное содержание влаги в воздухе 0,016 кг/кг сухого воздуха, конечное содержание 0,006 кг/кг сухого воздуха. Начальное содержание воды в кислоте 0,6 кг/кг моногидрата, конечное содержание 1,4 кг/кг моногидрата. Давление атмосферное.

**Решение.** Массовый расход воздуха

$$G = V_g \rho = 500 \cdot 1,29 = 646 \text{ кг/ч},$$

где 1,29 кг/м<sup>3</sup> — плотность воздуха при нормальных условиях.

По уравнению (5.25) расход серной кислоты (моногидрата)

$$L = G \frac{\bar{Y}_n - \bar{Y}_в}{X_n - X_v} = 646 \frac{0,016 - 0,006}{1,4 - 0,6} = 8,07 \text{ кг/ч}.$$

**Пример 5.9.** Скруббер для поглощения паров ацетона из воздуха при атмосферном давлении и температуре 20 °С орошается чистой водой с расходом 3000 кг/ч. Объемная доля ацетона в исходной паровоздушной смеси 6 %. Расход чистого воздуха в поступающей смеси 1400 м<sup>3</sup>/ч (считая на нормальные условия). Степень поглощения ацетона  $\eta_n = 0,98$ .

Уравнение линии равновесия:  $Y^* = 1,68X$ , где  $X$  и  $Y^*$  выражены в киломолях ацетона на киломоль второго компонента, т. е. воды или воздуха.

Определить необходимые диаметр и высоту скруббера, заполненного керамическими кольцами размером 25×25×3 мм. Скорость газа принять на 25 % меньше скорости захлебывания. Коэффициент массопередачи  $K_y = 0,4 \text{ кмоль ацетона}/[\text{м}^2 \cdot \text{ч} (\text{кмоль ацетона}/\text{кмоль воздуха})]$ . Коэффициент смоченности насадки равен единице.



**Решение.** Количество поглощаемого ацетона

$$M = \frac{V_{г.г} y_n \eta_n}{(1 - y_n) 22,4} = \frac{1400 \cdot 0,06 \cdot 0,98}{(1 - 0,06) 22,4} = 3,91 \text{ кмоль/ч.}$$

Конечное содержание ацетона в воде

$$X_n = \frac{M}{L/M_g} = \frac{3,91}{3000/18} = 0,0234 \frac{\text{кмоль ацетона}}{\text{кмоль воды}}.$$

Начальное содержание ацетона в воздухе

$$Y_n = y_n / (1 - y_n) = 0,06 / (1 - 0,06) = 0,0639 \text{ кмоль ацетона/кмоль воздуха.}$$

Конечное содержание ацетона в воздухе

$$Y_n = y_n (1 - c_n) / (1 - y_n) = 0,06 (1 - 0,98) / (1 - 0,06) = 0,00128 \text{ кмоль ацетона/кмоль воздуха.}$$

По полученным точкам на диаграмме  $Y^*, Y-X$  (рис. 5.4) нанесена рабочая линия; ниже расположена равновесная линия.

Движущая сила абсорбции (разность концентраций) в нижнем сечении скруббера

$$\Delta Y_v = Y_n - Y_n^* = 0,0639 - 0,0393 = 0,0246 \text{ кмоль ацетона/кмоль воздуха,}$$

где значение  $Y_n^*$  находится по уравнению равновесной линии для  $X_n$ :

$$Y_n^* = 1,68 X_n = 1,68 \cdot 0,0234 = 0,0393 \text{ кмоль ацетона/кмоль воздуха.}$$

Разность концентраций на верху скруббера

$$\Delta Y_s = Y_s - Y_s^* = 0,00128 - 0 = 0,00128 \text{ кмоль ацетона/кмоль воздуха.}$$

Средняя движущая сила процесса

$$\Delta Y_{cp} = \frac{\Delta Y_n - \Delta Y_s}{\ln (\Delta Y_n / \Delta Y_s)} = \frac{0,0246 - 0,00128}{\ln (0,0246 / 0,00128)} = 0,0079 \text{ кмоль ацетона/кмоль воздуха.}$$

Требуемая поверхность массообмена

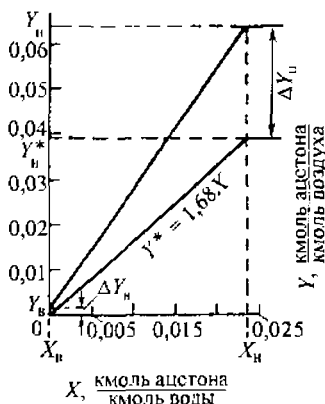
$$F = \frac{M}{K_y \Delta Y_{cp}} = \frac{3,91}{0,4 \cdot 0,0079} = 1230 \text{ м}^2.$$

Объем слоя керамических колец, необходимый для создания найденной поверхности, при  $\psi = 1$  [см. уравнение (5.38)]:

$$V = H_n S = F / \sigma = 1230 / 204 = 6,05 \text{ м}^3,$$

где  $\sigma = 204 \text{ м}^2/\text{м}^3$  — удельная поверхность насадки (табл. XII).

**Рис. 5.4.** Линейная равновесная зависимость и рабочая линия (к примеру 5.9)



Определяется сечение скруббера.

По уравнению (5.36) вычисляется фиктивная скорость газа в точке инверсии потока жидкости (пренебрегая содержанием ацетона в жидкости и газе).

Значения входящих в уравнение величин:

$$L = 3000 \text{ кг/ч}; \quad \rho_r = \rho_0 T_0 / T = 1,293 \cdot 273 / (273 + 20) = 1,20 \text{ кг/м}^3;$$

$$G = 1400 \cdot 1,29 = 1810 \text{ кг/ч}; \quad \rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3;$$

$$L/G = 3000/1810 = 1,66; \quad \rho_r/\rho_{ж} = 1,20/1000 = 0,0012;$$

$$\mu_{ж} = 1,0 \text{ мПа} \cdot \text{с}; \quad V_{св} = 0,74 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ (табл. XII)}.$$

Эти значения подставляются в формулу (5.36):

$$\lg \left( \frac{w_3^2 \cdot 204 \cdot 0,0012}{9,81 \cdot 0,74^3} 1,0^{0,16} \right) = 0,022 - 1,75 \cdot 1,66^{0,25} \cdot 0,0012^{0,125},$$

откуда  $w_3 = 1,56 \text{ м/с}$ .

Рабочая фиктивная скорость газа  $w$  на 25 % меньше  $w_3$ :

$$w = (1 - 0,25)w_3 = 0,75 \cdot 1,56 = 1,17 \text{ м/с}.$$

Площадь поперечного сечения скруббера

$$S = G/(3600w\rho_r) = 1810/(3600 \cdot 1,17 \cdot 1,2) = 0,358 \text{ м}^2.$$

Диаметр скруббера

$$D = \sqrt{0,358/0,785} = 0,675 \text{ м}.$$

Требуемая высота насадки

$$H_{\kappa} = V/S = 6,05/0,358 = 16,9 \text{ м}.$$

**Пример 5.10.** Вычислить коэффициент массопередачи в водяном скруббере при поглощении из газа диоксида углерода по следующим данным. В скруббер поступают  $5000 \text{ м}^3/\text{ч}$  газовой смеси, считая при атмосферном давлении и при рабочей температуре, и  $650 \text{ м}^3/\text{ч}$  чистой воды. Начальное содержание (объемная доля) диоксида углерода в газе 28,4 %, конечное 0,20 %. Общее давление в скруббере  $p_{\text{общ}} = 16,5 \text{ кгс/см}^2$ . Температура  $15^\circ\text{C}$ . В нижнюю часть скруббера загружено 3 т керамических колец  $50 \times 50 \times 5 \text{ мм}$ . Выше загружено 17 т колец  $35 \times 35 \times 4 \text{ мм}$ . Коэффициент смоченности насадки считать равным единице.

**Решение.** Вычисляется суммарная поверхность всех колец. Поверхность колец  $50 \times 50 \times 5 \text{ мм}$

$$f_1 = G_1 \sigma_1 / \rho_1 = 3000 \cdot 87,5 / 530 = 495 \text{ м}^2,$$

где  $\rho_1 = 530 \text{ кг/м}^3$  — насыпная плотность насадки из колец  $50 \times 50 \times 5 \text{ мм}$ ;  
 $\sigma_1 = 87,5 \text{ м}^2/\text{м}^3$  — удельная поверхность насадки (табл. XII).

Аналогично вычисляется поверхность колец  $35 \times 35 \times 4$  мм:

$$f_2 = G_2 \sigma_2 / \rho_2 = 17\,000 \cdot 140 / 505 = 4720 \text{ м}^2.$$

Суммарная поверхность всех колец

$$F = f_1 + f_2 = 495 + 4720 = 5215 \text{ м}^2.$$

Начальный расход диоксида углерода, входящего в скруббер с газом:

$$V_{\text{н CO}_2} = V_{\text{н,см}} y_{\text{н}} = 5000 \cdot 0,284 = 1420 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход диоксида углерода, выходящего с газом:

$$V_{\text{в CO}_2} = V_{\text{в,см}} y_{\text{в}} = \frac{V_{\text{н,см}} - V_{\text{н CO}_2}}{1 - y_{\text{н}}} y_{\text{в}} = \frac{5000 - 1420}{1 - 0,002} 0,002 = 7,2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Поглощается водой

$V_{\text{полл}} = V_{\text{н CO}_2} - V_{\text{в CO}_2} = 1420 - 7,2 = 1413 \text{ м}^3/\text{ч}$  при  $p = 1 \text{ кгс/см}^2$  и  $t = 15^\circ \text{C}$   
или

$$G_{\text{полл}} = \frac{V_{\text{полл}} T_0}{T} \rho_0 = \frac{1413 \cdot 273}{273 + 15} 1,976 = 2630 \text{ кг/ч} = 2630 / 44 = 60 \text{ кмоль/ч}.$$

Здесь  $1,976 \text{ кг/м}^3$  – плотность  $\text{CO}_2$  при нормальных условиях;  $44 \text{ кг/кмоль}$  – молярная масса  $\text{CO}_2$ .

Находится движущая сила процесса в низу скруббера. Парциальное давление диоксида углерода на входе в скруббер

$$p_{\text{н}} = P y_{\text{н}} = 1620 \cdot 0,284 = 460 \text{ кПа},$$

где  $1620 = 16,5 \cdot 98,1 \text{ кПа}$  – общее давление в скруббере.

Молярная доля  $\text{CO}_2$  в воде, покидающей скруббер:

$$x_{\text{н}} = \frac{G_{\text{CO}_2} / M_{\text{CO}_2}}{G_{\text{CO}_2} / M_{\text{CO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}} / M_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{2630 / 44}{2630 / 44 + 650\,000 / 18} = 0,00166.$$

Коэффициент Генри  $E$  для диоксида углерода при  $15^\circ \text{C}$  равен  $0,93 \cdot 10^6 \text{ мм рт. ст. (табл. XXXVII)}$ , или  $0,124 \cdot 10^6 \text{ кПа}$ ; отсюда парциальное давление диоксида углерода в газе, равновесном с жидкостью, вытекающей из скруббера (уравнение 5.2)):

$$p_{\text{н}}^* = E x_{\text{н}} = 0,00166 \cdot 0,124 \cdot 10^6 = 206 \text{ кПа}.$$

Движущая сила процесса абсорбции в низу скруббера

$$\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{н}} - p_{\text{н}}^* = 460 - 206 = 254 \text{ кПа}.$$

Определяется движущая сила процесса абсорбции на верху скруббера.

Парциальное давление диоксида углерода в выходящем из скруббера газе

$$p_{\text{в}} = P y_{\text{в}} = 1620 \cdot 0,002 = 3,24 \text{ кПа}.$$

Так как вода на орошение скруббера подается чистая, то парциальное давление диоксида углерода в равновесном с водой газе равно нулю; отсюда движущая сила процесса абсорбции на верху скруббера

$$\Delta p_v = p_v - p_v^* = 3,24 - 0 = 3,24 \text{ кПа.}$$

Средняя движущая сила для всего процесса

$$\Delta p_{cp} = \frac{254 - 3,24}{\ln (254/3,24)} = 57,4 \text{ кПа.}$$

Коэффициент массопередачи

$$K_{Ap} = \frac{M}{F \Delta p_{cp}} = \frac{2630}{5212 \cdot 57,4} = 0,0088 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{кПа}}.$$

Значение коэффициента массопередачи, отнесенное к разности давлений  $\Delta p$ , выраженной в мм рт. ст.:

$$K_{Ap} = \frac{2630}{5212(57,4/0,133)} = 0,0012 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{мм рт. ст.}}$$

**Пример 5.11.** Аммиак поглощается в скруббере водой из газа под атмосферным давлением. Начальное содержание аммиака в газе 0,03 кмоль/кмоль инертного газа. Степень извлечения равна 90 %. Вода, выходящая из скруббера, содержит аммиака 0,02 кмоль/кмоль воды. В скруббере поддерживается постоянная температура. Равновесные данные приведены ниже:

$X,$ кмоль аммиака/ кмоль воды	$Y^*,$ кмоль аммиака/ кмоль инертного газа	$X,$ кмоль аммиака/ кмоль воды	$Y^*,$ кмоль аммиака/ кмоль инертного газа
0	0	0,015	0,0183
0,005	0,0045	0,020	0,0273
0,010	0,0102	0,023	0,0327
0,0125	0,0138		

Определить требуемое число единиц переноса  $n_{0y}$ : 1) графическим построением; 2) методом графического интегрирования.

**Решение.** 1) По исходным данным на рис. 5.5 построена равновесная линия  $AB$ . На этом же графике нанесена рабочая линия  $CD$ , которая проходит через точку  $C$  с координатами  $X_v = 0$ ,  $Y_v = 0,03(1 - 0,9) = 0,003$  (верхнее сечение скруббера) и точку  $D$  с координатами  $X_n = 0,02$ ,  $Y_n = 0,03$  (нижнее сечение скруббера).

Число единиц переноса  $n_{0y}$  находится следующим путем. Отрезки ординат между рабочей и равновесной линиями разделены пополам; через середины их проведена вспомогательная пунктирная линия. Затем, начиная от точки  $C$ , дальнейшее построение выполнено таким образом, что для каждой ступени  $ab = bc$ . Каждая из полученных ступеней представляет собой единицу пере-

носа, т. е. каждой ступени соответствует такой участок аппарата, на котором изменение рабочего содержания аммиака ( $Y_1 - Y_2$ ) равно средней движущей силе на этом участке  $(Y - Y^*)_{\text{ср}}$ .

Всего получено 5,82 ступени (последняя неполная ступень равна отношению отрезков  $Dd/ef = 0,82$ ); следовательно,  $n_{0y} = 5,82$ .

2) Для определения числа единиц переноса методом графического интегрирования по исходным данным и рис. 5.5 составляется следующая запись:

$X$	$Y$	$Y^*$	$\frac{1}{Y - Y^*}$
0	0,003	0	333
0,005	0,0097	0,0045	193
0,010	0,0165	0,0102	159
0,0125	0,0200	0,0138	161
0,015	0,0234	0,0183	196
0,020	0,0300	0,0273	371

По этим данным строится график в координатах  $1/(Y - Y^*) - Y$  (рис. 5.6). На этом графике подсчитывается отмеченная штриховкой площадь.

Эта площадь, равная 5,83, дает значение интеграла  $\int_{Y_a=0,003}^{Y_n=0,03} \frac{dY}{Y - Y^*}$ ,

т. е. число единиц переноса.

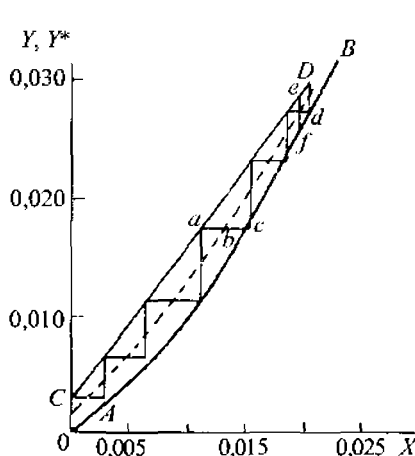


Рис. 5.5. Определение числа единиц переноса (к примеру 5.11)

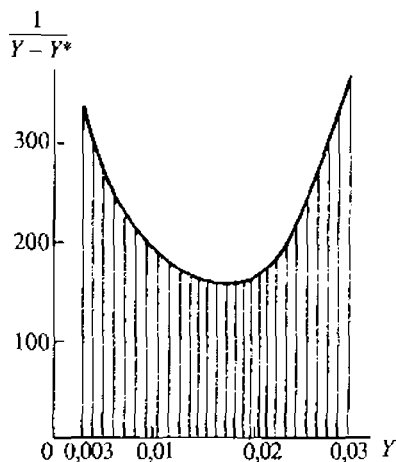


Рис. 5.6. Графическое определение числа единиц переноса (к примеру 5.11)

**Пример 5.12.** Определить теоретически минимальный расход жидкого поглотителя, необходимый для полного извлечения пропана и бутана из 1000 м<sup>3</sup>/ч (при нормальных условиях) газовой смеси. Объемная доля пропана в газе 15 %, бутана 10 %. Температура в абсорбере 10 °С, абсолютное давление 1800 мм рт. ст. Растворимости бутана и пропана в поглотителе характеризуются законом Рауля.

**Решение.** Максимально возможная молярная доля пропана в поглотителе, вытекающем из скруббера (равновесная с входящим газом), определяется по уравнению (5.7):

$$x_n^* = \frac{P}{P_n} y_n = \frac{1800}{6000} 0,15 = 0,045,$$

где  $P_n = 6000$  мм рт. ст. — давление насыщенного пара пропана при 10 °С (рис. XI).

Количество содержащегося в газовой смеси пропана, которое требуется поглощать:

$$G_p = Vy_p/22,4 = 1000 \cdot 0,15/22,4 = 6,72 \text{ кмоль/ч.}$$

Минимальный расход поглотителя для поглощения пропана определяется из уравнения

$$L_{\min} x_n^*/(1 - x_n^*) = G_p,$$

откуда

$$L_{\min} = G_p(1 - x_n^*)/x_n^* = 6,72(1 - 0,045)/0,045 = 142 \text{ кмоль/ч.}$$

Наибольшее возможное содержание бутана в поглотителе, вытекающем внизу из скруббера:

$$x_b^* = \frac{P}{P_b} y_b = \frac{1800}{1200} 0,10 = 0,150,$$

где  $P_b = 1200$  мм рт. ст. — давление насыщенного пара бутана при 10 °С (рис. XI).

Максимально возможное количество поглощаемого бутана

$$G_b = Vy_b/22,4 = 1000 \cdot 0,10/22,4 = 4,47 \text{ кмоль/ч.}$$

Минимальный расход поглотителя для поглощения бутана

$$L_{\min} = G_b(1 - x_b^*)/x_b^* = 4,47(1 - 0,150)/0,150 = 25,4 \text{ кмоль/ч.}$$

Минимальный расход поглотителя для полного поглощения бутана в  $142/25,4 = 5,60$  раза меньше, чем для поглощения пропана, следовательно, найденный выше расход поглотителя (142 кмоль/ч) достаточен также для поглощения бутана.

**Пример 5.13.** Вычислить коэффициент массоотдачи для газовой фазы в насадочном абсорбере, в котором производится погло-

щение диоксида серы из азота при атмосферном давлении. Температура в абсорбере 20 °С. Скорость газа в абсорбере (фиктивная) 0,35 м/с. Абсорбер заполнен кусками кокса ( $\sigma = 42 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ,  $V_{\text{св}} = 0,58 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ). Поглощающая жидкость стекает по насадке в пленочном режиме.

**Решение.** По уравнению (5.46) определяется критерий  $Nu'_r$ , для чего предварительно находится

$$Re_r = 4w \rho_r / (\sigma \mu_r) = 4 \cdot 0,35 \cdot 1,16 / (42 \cdot 0,0175 \cdot 10^{-3}) = 2210,$$

где  $\rho_r = 28 \cdot 273 \cdot 1 / (22,4(273 + 20) \cdot 1) = 1,16 \text{ кг/м}^3$  и  $\mu_r = 0,175 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (рис. IV) — плотность и вязкость азота.

Коэффициент диффузии диоксида серы в азоте  $D_r$  принимаем таким же, как в воздухе (уравнение (5.20)):

$$D_r = 10,3 \cdot 10^{-6} (293/273)^{1,5} = 11,45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \text{ (табл. XXXVIII),}$$

$$Pr'_r = \mu_r / (\rho_r D_r) = 0,0175 \cdot 10^{-3} / (1,16 \cdot 11,45 \cdot 10^{-6}) = 1,32.$$

Теперь диффузионный критерий Нуссельта по уравнению (5.46)

$$Nu'_r = 0,407 \cdot 2210^{0,655} \cdot 1,32^{0,33} = 69,1.$$

Коэффициент массоотдачи

$$\beta_r = Nu'_r D_r / d_s = 69,1 \cdot 11,45 \cdot 10^{-6} / 0,055 = 144 \cdot 10^{-4} \text{ м/с},$$

где эквивалентный диаметр насадки

$$d_s = 4V_{\text{св}}/\sigma = 4 \cdot 0,58/42 = 0,055 \text{ м}.$$

**Пример 5.14.** В скруббере с насадкой из керамических колец  $50 \times 50 \times 5 \text{ мм}$  производится поглощение диоксида углерода водой из газа под давлением  $p_{\text{абс}} = 16 \text{ кгс/см}^2$  (1,57 МПа) при температуре 22 °С. Средняя молярная масса газовой смеси 20,3 кг/кмоль, динамическая вязкость газа при рабочих условиях  $1,31 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$ , коэффициент диффузии  $\text{CO}_2$  в инертном газе  $1,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ . Фиктивная скорость газа в скруббере 0,041 м/с, плотность орошения (фиктивная скорость жидкости)  $0,064 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

Определить общую высоту единицы переноса  $h_{0y}$ , принимая коэффициент смоченности насадки  $\psi$  равным единице.

**Решение.** Характеристики насадки находятся из табл. XII:  $V_{\text{св}} = 0,785 \text{ м}^3/\text{м}^3$  и  $\sigma = 87,5 \text{ м}^2/\text{м}^3$ . Таким образом,

$$d_s = 4V_{\text{св}}/\sigma = 4 \cdot 0,785/87,5 = 0,0359 \text{ м};$$

$$Re_r = 4w \rho_r / (\sigma \mu_r) = 4 \cdot 0,041 \cdot 13,4 / (87,5 \cdot 1,31 \cdot 10^{-5}) = 1920.$$

Здесь  $\rho_r = M_r P T_0 / (22,4 P_0 T) = 20,3 \cdot 16 \cdot 273 / (22,4 \cdot 1 \cdot 295) = 13,4 \text{ кг/м}^3$ ;  $Pr'_r = \mu_r / (\rho_r D_r) = 1,31 \cdot 10^{-5} / (13,4 \cdot 1,7 \cdot 10^{-6}) = 0,575$ .

Высота единицы переноса для газовой фазы находится из уравнения (5.47):

$$h_y = 0,615 d_g \text{Re}_r^{0,345} (\text{Pr}'_r)^{0,67} = 0,615 \cdot 0,0359 \cdot 1920^{0,345} \cdot 0,575^{0,67} = 0,205 \text{ м.}$$

Значения физико-химических свойств для воды при 22 °C:

$$\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3; \mu_{\text{ж}} = 0,958 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} \quad (\text{из рис. III});$$

$$D_{\text{ж}} = 1,87 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с} \quad (\text{табл. XXXIX}).$$

Приведенная толщина жидкой пленки (см. уравнение (5.48)) составляет

$$\delta_{\text{пр}} = \left( \frac{\mu_{\text{ж}}^2}{\rho_{\text{ж}}^2 g} \right)^{1/3} = \left( \frac{(0,958 \cdot 10^{-3})^2}{1000^2 \cdot 9,81} \right)^{1/3} = 4,55 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Плотность орошения насадки жидкостью

$$0,064 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) = L_m / (S \rho_{\text{ж}}),$$

где  $L_m$  – массовый расход жидкости, кг/с.

Отсюда массовая плотность орошения

$$L_m / S = 0,064 \cdot 1000 = 64 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Из уравнения (5.48)

$$\text{Re}_{\text{ж}} = 4(L_m / S) / (\sigma \psi \mu_{\text{ж}}) = 4 \cdot 64 / (87,5 \cdot 1 \cdot 0,958 \cdot 10^{-3}) = 3060;$$

$$\text{Pr}'_{\text{ж}} = \mu_{\text{ж}} / (\rho_{\text{ж}} D_{\text{ж}}) = 0,958 \cdot 10^{-3} / (1000 \cdot 1,87 \cdot 10^{-9}) = 512.$$

Высота единицы переноса для жидкой фазы находится по уравнению (5.49):

$$h_x = 119 \delta_{\text{пр}} \text{Re}_{\text{ж}}^{0,25} (\text{Pr}'_{\text{ж}})^{0,5} = 119 \cdot 4,55 \cdot 10^{-5} \cdot 3060^{0,25} \cdot 512^{0,5} = 0,911 \text{ м.}$$

Находится отношение молярных расходов газа и жидкости  $G/L$ . Из уравнения расхода для газа  $w = GM_r / (\rho_r S)$  получается

$$G/S = w \rho_r / M_r = 0,041 \cdot 13,4 / 20,3 = 0,0271 \text{ кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Для жидкости

$$L/S = (L_m / S) / M_{\text{ж}} = 64 / 18 = 3,56 \text{ кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Отсюда

$$G/L = 0,0271 / 3,56 = 0,00761.$$

Коэффициент распределения  $m$  в уравнении (5.13)

$$m = E / \Pi = 1,144 \cdot 10^6 / (16 \cdot 735) = 97,3 - \text{см. уравнение (5.3)},$$

где коэффициент Генри  $E = 1,144 \cdot 10^6$  мм рт. ст. (при 22 °C) получен интерполяцией данных табл. XXXVII.

Общая высота единицы переноса (см. п. 14)

$$h_{0y} = h_y + m(G/L)h_x = 0,205 + 97,3 \cdot 0,00761 \cdot 0,91 = 0,88 \text{ м.}$$



**Пример 5.15.** Вычислить необходимую высоту противоточного насадочного абсорбера (рис. 5.1) для непрерывного процесса поглощения паров метанола из потока воздуха водой при атмосферном давлении. Диаметр абсорбера 1,0 м, удельная поверхность насадки 140 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>. Температура процесса 15 °С. Расход воздуха 1500 м<sup>3</sup>/ч при заданной температуре. Концентрации метанола в воздухе на входе и выходе из абсорбера 0,060 и 0,006 кмоль м/кмоль вх. В подаваемой на слой насадки воде метанол отсутствует. Насадка смачивается водой на 85 %. Коэффициент избытка воды по отношению к ее теоретически минимальному количеству составляет 1,5. Коэффициент массопередачи паров метанола от воздуха к воде 0,333 · 10<sup>-3</sup> кмоль м/(м<sup>2</sup> · с (кмоль м/кмоль вх)). Линейная равновесная зависимость содержания метанола в воде и воздухе имеет вид  $Y^*(X) = 1,20X$  в мольных долях.

**Решение.** Поскольку концентрации метанола в воздухе, равновесное соотношение и коэффициент массопередачи заданы в мольных количествах, то удобнее и расход воздуха пересчитать в мольные величины. Объем одного киломоля воздуха при температуре  $t$  °С и атмосферном давлении согласно законам газового состояния и Авогадро равен

$$v_t = 22,4(273 + t)/273 = 22,4(273 + 15)/273 = 23,6 \text{ м}^3/\text{кмоль вх.}$$

Молярный расход воздуха составит

$$G = 1500/23,6 = 63,5 \text{ кмоль вх/ч.}$$

Количество отдаваемого потоком воздуха метанола находится из уравнения материального баланса

$$M = G(Y_{\text{вх}} - Y_{\text{вых}}) = 63,5(0,060 - 0,006) = 3,43 \text{ кмоль м/ч.}$$

Минимальный расход поглотителя (воды) определяется из условия достижения концентрационного равновесия между содержаниями метанола во входящем воздухе и в выходящей из абсорбера воде в нижней части аппарата. На концентрационной диаграмме (рис. 5.2) такое равновесие означает положение правой верхней точки рабочей линии процесса (линия АС) на линии равновесной зависимости. Из уравнения материального баланса по содержанию метанола в потоке воздуха находится теоретически минимальный расход воды:

$$L_{\text{мин}} = \frac{M}{X^*(Y_{\text{вх}}) - X_{\text{вх}}} = \frac{3,43}{0,0600/1,20 - 0} = 68,6 \text{ кмоль в/ч.}$$

Реальный расход воды

$$L = 1,5 \cdot 68,6 = 103 \text{ кмоль в/ч.}$$

Концентрация метанола в выходящей из аппарата воде

$$X_n = M/L = 3,43/103 = 0,0333 \text{ кмоль м/кмоль в.}$$

Усредненное по всей массообменной поверхности значение движущей силы процесса массопередачи при линейной равновесной зависимости может быть определено по логарифмической формуле

$$\Delta Y_{cp} = \frac{\Delta Y_n - \Delta Y_v}{\ln \frac{\Delta Y_n}{\Delta Y_v}} = \frac{(0,060 - 1,2 \cdot 0,0333) - (0,006 - 1,2 \cdot 0)}{\ln \frac{(0,060 - 1,2 \cdot 0,0333)}{(0,006 - 1,2 \cdot 0)}} = 0,0786 \frac{\text{кмоль м}}{\text{кмоль вх.}}$$

Необходимая поверхность теплопередачи находится по общему уравнению массопередачи:

$$F = M/(K_Y \cdot \Delta Y_{cp}) = (3,43/3600)/(3,5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,00786) = 347 \text{ м}^2,$$

где количество передаваемого метанола  $M$  переводится из часового расхода в секунднй, поскольку таково время в коэффициенте массопередачи.

Необходимая поверхность слоя насадки учитывает ее неполную смачиваемость водой:

$$F_n = 347/0,85 = 408 \text{ м}^2.$$

Наконец, высота слоя насадки вычисляется из чисто геометрических соображений:

$$H = F_n / \left( \frac{\pi}{4} D^2 \sigma \right) = 408 / (0,785 \cdot 1,0^2 \cdot 140) = 3,71 \text{ м.}$$

**Пример 5.16.** Определить высоту слоя насадки в противоточном насадочном абсорбере диаметром 0,8 м, в котором вода поглощает пары аммиака из потока воздуха. Расход воздушно-аммиачной смеси 0,50 м<sup>3</sup>/с при температуре 20°C и атмосферном давлении. Начальная и конечная концентрации аммиака в потоке воздуха 0,055 и 0,007 кмоль ам/кмоль вх. В исходной воде, подаваемой на слой насадки, аммиак отсутствует. Удельная поверхность насадки 80,5 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>, доля ее смачиваемости 0,75. Значение коэффициента массопередачи паров метанола от потока воздуха к пленке воды на насадке  $K_Y = 4,0 \cdot 10^{-4}$  кмоль ам/(м<sup>2</sup>·с (кмоль ам/кмоль вх)). Равновесная зависимость линейная  $Y^*(X) = 1,45X$  в молярных долях аммиака в воздухе и в воде. Действительный расход воды в 1,7 раз превышает его теоретическое минимальное значение.

Решение. Объемный расход воздуха пересчитывается в молярный, для чего предварительно определяется объем одного киломоля воздуха по уравнению газового состояния:

$$v_t = 22,4(273 + 20)/273 = 24,0 \text{ м}^3/\text{кмоль вх},$$

где 22,4 – объем одного киломоля любого газа при 20 °С и атмосферном давлении, м<sup>3</sup>/кмоль.

Секундный молярный расход воздуха составляет

$$G = V_c/v_t = 0,50/24,0 = 0,0208 \text{ кмоль вх/с.}$$

Количество паров аммиака, отдаваемого газовым потоком воде

$$M = G(Y_n - Y_s) = 0,0208(0,055 - 0,007) = 0,000998 \text{ кмоль ам/с.}$$

Теоретически минимальный расход воды, при котором концентрация аммиака в выходящем потоке воды (нижнее сечение абсорбера (рис. 5.1)) могла бы оказаться в концентрационном равновесии с входящим потоком воздуха (рис. 5.2):

$$L_{\text{мин}} = \frac{M}{X^*(Y_n) - Y_s} = \frac{0,000998}{0,055/1,45 - 0} = 0,0263 \text{ кмоль в/с.}$$

Действительный расход воды

$$L = 1,7L_{\text{мин}} = 1,7 \cdot 0,0263 = 0,0447 \text{ кмоль в/с.}$$

Действительная концентрация аммиака в выходящей из аппарата воде

$$X_n = X_s + M/L = 0 + 0,000998/0,0447 = 0,0223 \text{ кмоль ам/кмоль в.}$$

Линейный характер равновесной зависимости позволяет использовать логарифмическую формулу

$$\Delta Y_{\text{ср}} = \frac{\Delta Y_n - \Delta Y_s}{\ln \frac{\Delta Y_n}{\Delta Y_s}} = \frac{(0,055 - 1,45 \cdot 0,0223) - (0,007 - 1,45 \cdot 0)}{\ln \frac{(0,055 - 1,45 \cdot 0,0223)}{(0,007 - 1,45 \cdot 0)}} = 0,0133 \frac{\text{кмоль ам}}{\text{кмоль вх}},$$

где  $\Delta Y_n$  и  $\Delta Y_s$  – движущие силы (отклонения от равновесия) процесса массопередачи в нижней и в верхней частях аппарата.

Необходимая поверхность массопередачи

$$F = M/(K_Y \cdot \Delta Y_{\text{ср}}) = 0,000998/(4,0 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0133) = 188 \text{ м}^2.$$

Поверхность насадки с учетом ее неполной смачиваемости

$$F_n = 188/0,75 = 251 \text{ м}^2.$$

Высота слоя насадки:

$$H = F_n / \left( \frac{\pi}{4} D^2 \sigma \right) = 251 / (0,785 \cdot 0,80^2 \cdot 80,5) = 6,21 \text{ м.}$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

5.1. Определить плотность смеси равных объемов бензола и нитробензола, относительную массовую долю  $\bar{X}$  нитробензола и его молярную объемную концентрацию  $C_x$ , считая, что объем жидкой смеси равен сумме объемов компонентов.

5.2. Определить плотность жидкой смеси, содержащей (в молярных долях) 20 % хлороформа, 40 % ацетона и 40 % сероуглерода, считая, что изменения объема при смешении не происходит.

5.3. Воздух насыщен парами этилового спирта. Общее давление воздушно-паровой смеси 600 мм рт. ст., температура 60 °С. Считая оба компонента смеси идеальными газами, определить относительную массовую долю  $\bar{Y}$  этанола в смеси и плотность смеси.

5.4. Газовая смесь, содержащая 26 % водорода, 60 % метана и 14 % этилена (молярные доли), имеет давление  $p_{\text{абс}} = 30 \text{ кгс/см}^2$  и температуру 20 °С. Считая компоненты смеси идеальными газами, определить их массовые объемные концентрации  $\bar{C}_y$  (в  $\text{кг/м}^3$ ).

5.5. Над плоской поверхностью поглотителя водяного пара со скоростью 2,1 м/с при нормальных условиях проходит паровоздушная смесь с начальной концентрацией пара  $12,0 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$ . Поверхность поглотителя имеет ширину 0,50 и длину 2,0 м. Высота зазора, по которому проходит смесь, составляет 100 мм. Средняя толщина пограничного слоя у поверхности, поперек которого происходит диффузия пара, равна 0,40 мм. Определить количество поглощенного пара, если на самой поглощающей поверхности концентрацию пара можно принять нулевой, а распределение концентрации вдоль движения воздуха – линейным. Расчет проводится последовательными приближениями.

5.6. В условиях примера 5.3 определить движущую силу процесса массоперехода по газовой и по жидкой фазе в молярных и массовых концентрациях.

5.7. Пар бинарной смеси хлороформ – бензол, содержащий 50 % хлороформа и 50 % бензола, контактирует с жидкостью, содержащей 44 % хлороформа и 56 % бензола (молярные доли). Давление атмосферное. Определить: а) из какой фазы в какую будут переходить хлороформ и бензол; б) движущую силу процесса массопередачи по паровой и по жидкой фазе на входе пара в жидкость (в молярных долях). Данные о равновесных составах см. в табл. XLII.

5.8. Газовая смесь, содержащая 0,8 % (объемная доля) октана, сжимается компрессором до  $p_{\text{абс}} = 5 \text{ кгс/см}^2$  и затем охлаждается до 25 °С.

Определить степень выделения октана. Как изменится степень выделения, если охладить сжатую газовую смесь холодильным рассолом до 0 °С? Давление насыщенного пара октана – см. рис. XI.

5.9. Рассчитать коэффициенты молекулярной диффузии при атмосферном давлении: а) пара бензола в паре толуола при температуре 100 °С; б) пара этанола в водяном паре при температуре 92 °С.

5.10. Определить коэффициент массопередачи в орошаемом водой абсорбере, в котором  $\beta_y = 2,76 \cdot 10^{-3}$  кмоль/(м<sup>2</sup> · ч · кПа), а  $\beta_x = 1,17 \cdot 10^{-4}$  м/с. Давление в аппарате  $p_{\text{атм}} = 1,07$  кгс/см<sup>2</sup>. Уравнение линии равновесия в молярных долях:  $y^* = 102x$ .

5.11. Определить среднюю движущую силу и общее число единиц переноса  $n_{Oy}$  при поглощении из газа паров бензола маслом. Начальное содержание бензола в газе 4 % (объемная доля); улавливается 80 % бензола. Относительная молярная доля бензола в масле, вытекающем из скруббера, 0,02 кмоль бензола/кмоль масла. Масло, поступающее в скруббер, бензола не содержит. Уравнение равновесной линии в относительных молярных долях  $Y^* = 0,126X$ . Движущую силу выразить в кмоль бензола/кмоль инертного газа.

5.12. В скруббере поглощается водой диоксид серы из азота под атмосферным давлением. Начальное содержание диоксида серы в газе 5 % (объемная доля). Температура воды 20 °С, ее расход на 20 % больше теоретически минимального. Извлекается из газа 90 % SO<sub>2</sub>. Определить: 1) расход воды на поглощение 1000 кг/ч диоксида серы; 2) среднюю движущую силу процесса; 3) общее число единиц переноса  $n_{Oy}$ . Линия равновесия может быть принята за прямую; координаты одной из точек: парциальное давление SO<sub>2</sub> в газовой фазе  $p = 39$  мм рт. ст.,  $\bar{X} = 0,007$  кг SO<sub>2</sub>/кг воды.

5.13. В насадочном абсорбере производится поглощение пара метанола водой из газа под атмосферным давлением при средней температуре 27 °С. Содержание метанола в газе, поступающем в скруббер, 100 г на 1 м<sup>3</sup> инертного газа (считая объем газа при рабочих условиях). На выходе из скруббера содержание метанола в воде составляет 67 % от равновесного с входящим газом. Уравнение растворимости метанола в воде  $Y^* = 1,15X$ . Извлекается из газа 98 % от исходного содержания спирта. Коэффициент массопередачи  $K_x = 0,50$  кмоль спирта/(м<sup>2</sup> · ч · кмоль спирта/кмоль воды). Расход инертного газа 1200 м<sup>3</sup>/ч (при рабочих условиях). Абсорбер заполнен насадкой из керамических колец с удельной поверхностью 190 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>. Коэффициент смачивания насадки  $\psi = 0,87$ . Скорость газа в свободном сечении абсорбера  $w = 0,40$  м/с. Определить расход воды и требуемую высоту слоя насадки.

5.14. В скруббер диаметром 0,5 м подается 550 м<sup>3</sup>/ч (при 760 мм рт. ст. и 20 °С) воздуха, содержащего 2,8 % (объемная доля) аммиака, который поглощается водой под атмосферным давлением. Степень извлечения аммиака 0,95. Расход воды на 40 % больше теоретически минимального. Определить: 1) расход воды; 2) общее число единиц переноса  $n_{Oy}$ ; 3) высоту слоя насадки из керамических

колец  $50 \times 50 \times 5$  мм. Коэффициент массопередачи:  $K_y = 0,001$  кмоль аммиака/( $\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{моль}$  аммиака/ кмоль воздуха). Данные о равновесных составах жидкости и газа взять из примера 5.11. Коэффициент смоченности насадки  $\psi = 0,9$ .

5.15. Воздух с примесью аммиака проходит через орошаемый водой скруббер, заполненный насадкой из колец с удельной поверхностью  $89,5 \text{ м}^2/\text{м}^3$ . Свободный объем насадки  $0,79 \text{ м}^3/\text{м}^3$ . Температура процесса абсорбции  $28^\circ\text{C}$ , абсолютное давление  $1,0 \text{ кгс/см}^2$ . Объемная доля аммиака в газовой смеси  $5,8\%$ . Массовая скорость газа, отнесенная к полному сечению скруббера,  $1,1 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ . Определить коэффициент массоотдачи для газа, считая, что скруббер работает при пленочном режиме.

5.16. Рассчитать коэффициент массоотдачи от жидкой фазы в насадочном абсорбере, в котором производится поглощение диоксида углерода водой при температуре  $20^\circ\text{C}$ . Плотность орошения  $60 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ . Насадка – керамические кольца  $35 \times 35 \times 4$  мм навалом. Коэффициент смоченности насадки  $\psi = 0,86$ .

5.17. Определить коэффициент массоотдачи для газа в скруббере при поглощении пара бензола из коксового газа по следующим данным: насадка хордовая из реек  $12,5 \times 100$  мм с расстоянием между рейками  $b = 25$  мм (для такой насадки  $d_s = 2b = 0,05$  м); скорость газа, считая на полное сечение скруббера,  $0,95 \text{ м/с}$ ; плотность газа  $0,50 \text{ кг/м}^3$ ; динамическая вязкость газа  $0,013 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ ; коэффициент диффузии бензола в газе  $16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ . Режим считать пленочным.

5.18. Определить диаметр и высоту тарельчатого абсорбера для поглощения водой аммиака из воздушно-аммиачной смеси при атмосферном давлении и температуре  $20^\circ\text{C}$ . Начальное содержание (объемная доля) аммиака в газовой смеси  $7\%$ . Степень извлечения  $90\%$ . Расход инертного газа  $10\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$  (при рабочих условиях). Линию равновесия считать прямой, ее уравнение в относительных массовых долях  $\bar{Y}^* = 0,61 \bar{X}$ . Скорость газа в абсорбере (фиктивная)  $0,80 \text{ м/с}$ . Расстояние между тарелками  $0,60$  м. Средний КПД тарелок  $0,62$ . Коэффициент избытка поглотителя  $\phi = 1,3$ .

5.19. По условиям предыдущей задачи определить: 1) высоту насадочного абсорбера с насадкой из керамических колец  $50 \times 50 \times 5$  мм, приняв  $h_s$  – высоту слоя насадки, эквивалентную теоретической тарелке (ВЭТТ), равной  $0,85$  м; 2) значение коэффициента массопередачи в этом насадочном абсорбере  $K_y$  кг аммиака/( $\text{м}^2 \cdot \text{с}$  (кг аммиака/кг воздуха)), считая коэффициент смоченности насадки  $\psi$  равным  $0,90$ .

5.20. По данным контрольных задач 5.18. и 5.19 определить высоту слоя насадки через общее число единиц переноса  $N_{Oy}$  и высоту единицы переноса (ВЕР)  $h_{Oy}$ .

**5.21.** Абсорбер для улавливания паров бензола из парогазовой смеси орошается поглотительным маслом с молярной массой 260 кг/кмоль. Среднее давление в абсорбере  $p_{\text{абс}} = 800$  мм рт. ст., температура 40 °С. Расход парогазовой смеси 3600 м<sup>3</sup>/ч (при рабочих условиях). Объемная доля бензола в газовой смеси на входе в абсорбер 2 %. Извлекается 95 % бензола. Молярная доля бензола в масле, поступающем в абсорбер после регенерации, 0,2 %. Расход масла в 1,5 раза больше теоретически минимального. Для расчета равновесных составов принять, что растворимость бензола в масле определяется законом Рауля. При содержании бензола в жидкости до  $X = 0,10$  кмоль бензола/кмоль масла равновесную зависимость считать прямолинейной.

Определить: 1) расход поглотительного масла; 2) содержание бензола в поглотительном масле, выходящем из абсорбера; 3) диаметр и высоту насадочного абсорбера при скорости газа в нем (фиктивной) 0,50 м/с и высоте единицы переноса (ВЕР)  $h_{\text{оу}} = 0,90$  м; 4) высоту тарельчатого абсорбера при среднем КПД тарелок 0,67 и расстоянии между тарелками 0,40 м.

**5.22.** В абсорбере под атмосферным давлением при температуре 20 °С поглощается из парогазовой смеси 300 кг бензола в 1 ч. Объемная доля пара бензола в исходной парогазовой смеси 4 %. Степень извлечения бензола 0,85. Жидкий поглотитель, поступающий в абсорбер, содержит 0,0015 кмоль бензола/кмоль поглотителя. Фиктивная скорость газа в абсорбере 0,90 м/с. Уравнение линии равновесия:  $Y^* = 0,20X$ , где  $Y^*$  и  $X$  выражены соответственно в кмоль бензола/кмоль инертного газа и кмоль бензола/кмоль поглотителя. Коэффициент избытка поглотителя  $\phi = 1,4$ . Определить диаметр абсорбера и содержание бензола в поглотителе, выходящем из абсорбера.

**5.23.** В насадочном аппарате диаметром 1,2 м из потока воздуха поглощаются пары этанола от начальной (в нижнем сечении аппарата) концентрации 0,065 до конечной концентрации 0,006 кмоль эт/кмоль вх. Движение воздуха и жидкого поглотителя в аппарате противоточное. В исходном потоке подаваемой сверху воды этанол отсутствует. Объемный расход воздуха при температуре 30 °С и атмосферном давлении составляет 1200 м<sup>3</sup>/ч. Удельная поверхность насадки 204 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>, доля смоченности ее водой 0,85. Коэффициент массопередачи этанола от воздуха к воде  $K_y = 3,1 \cdot 10^{-4}$  кмоль эт/(м<sup>2</sup> · с (кмоль эт/кмоль вх)). Равновесная зависимость линейная  $Y^*(X) = 1,40X$ . Коэффициент избытка воды по отношению к ее теоретически минимальному расходу составляет 1,3. Вычислить необходимый расход воды и высоту слоя насадки.

**5.24.** В насадочном абсорбере непрерывного действия из воздушного потока поглощаются пары аммиака с помощью подаваемой

мого в верхнюю часть аппарата потока воды. Диаметр аппарата 1,1 м. Удельная поверхность насадки  $140 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , а доля смачиваемости ее поверхности 0,70. Расход воздушно-аммиачной смеси  $1400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; начальная и конечная концентрации аммиака в воздухе 0,050 и 0,0045 кмоль ам /кмоль вх; температура воздуха и воды  $12^\circ\text{C}$ . Коэффициент массопередачи от воздуха к воде  $K_y = 3,1 \cdot 10^{-4} \text{ кмоль ам}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} (\text{кмоль ам}/\text{кмоль вх}))$ . Равновесная зависимость имеет линейный характер  $Y^*(X) = 1,35X$ . Расход воды в 1,5 раза превышает теоретически минимальное количество. Вычислить необходимую высоту слоя насадки и расход воды.

## ПРИМЕРЫ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ

**Задание 5-1.** В противоточном абсорбере содержание поглощаемого компонента в газе изменяется от  $Y_n$  до  $Y_k$ . Абсорбер орошается чистым поглотителем с удельным расходом  $l = L/G$ . Уравнение линии равновесия  $Y^* = mX$ . Содержание компонента в газе на выходе из аппарата должно быть снижено до  $Y'_k$ .

Определить:

- 1) как следует изменить высоту насадки, чтобы при тех же расходах фаз достичь  $Y'_k$ ;
- 2) при каком удельном расходе поглотителя  $l$  необходимо работать, чтобы достичь  $Y'_k$ , не меняя высоты насадки;

### Исходные данные к заданию 5-1

№	$Y_n$	$Y_k$	$Y'_k$	$l$	$m$
1	0,10	0,013	0,008	0,96	1
2	0,09	0,013	0,008	0,96	1
3	0,08	0,013	0,008	0,96	1
4	0,07	0,013	0,008	0,96	1
5	0,06	0,013	0,008	0,96	1
6	0,20	0,025	0,015	1,92	2
7	0,18	0,025	0,015	1,92	2
8	0,16	0,025	0,015	1,92	2
9	0,14	0,025	0,015	1,92	2
10	0,12	0,025	0,015	1,92	2
11	0,10	0,025	0,015	1,92	2
12	0,28	0,038	0,023	2,88	3,0
13	0,26	0,038	0,023	2,88	3,0
14	0,24	0,038	0,023	2,88	3,0
15	0,22	0,038	0,023	2,88	3,0
16	0,20	0,038	0,023	2,88	3,0
17	0,18	0,038	0,023	2,88	3,0
18	0,16	0,038	0,023	2,88	3,0
19	0,26	0,050	0,030	3,85	4,0
20	0,28	0,050	0,030	3,85	4,0



3) уравнение рабочей линии процесса и конечное содержание извлекаемого компонента в поглотителе до и после внесения изменений по п. 1 и 2.

**Задание 5-2.** В насадочном абсорбере чистой водой поглощается целевой компонент А из его смеси с воздухом при давлении  $P$  и температуре  $t$ . Расход газа  $V_g$  (при 0 °С, 760 мм рт. ст.), начальное содержание извлекаемого компонента в газе  $y_a$ , степень извлечения компонента равна  $\eta_a$ . Коэффициент избытка орошения  $\phi$ , коэффициент смачивания  $\psi$ , коэффициент массопередачи  $K$ . Определить расход воды, диаметр абсорбера и высоту насадки. Принять рабочую скорость газа  $w = 0,80w_*$ , где  $w_*$  – скорость газа в точке захлебывания.

#### Исходные данные к заданию 5-2

№	Размер насадки, мм	Целевой компонент А	$P$ , МПа	$t$ , °С	$V_g$ , м³/ч	$y_a$ , %	$\eta_a$ , %	$\phi$	$\psi$	$K \cdot 10^3$ , кмоль/м²·ч·Па
1	Керамические кольца 25×25×3	Ацетилен	1,2	10	1000	14	95	1,6	0,9	0,75
2			1,0	10	800	15	96			0,6
3			1,0	5	700	12	97			0,7
4			1,1	10	600	10	94			0,8
5			1,1	12	500	9	92			0,4
6			1,2	5	500	8	90			0,3
7	Керамические кольца 35×35×4	Хлор	0,2	12	1000	10	95	1,3	0,95	0,8
8			0,3	5	900	9	95			1,0
9			0,4	10	800	8	95			1,2
10			0,5	15	700	7	90			0,7
11			0,6	20	600	6	90			0,8
12			0,7	12	500	5	90			0,9
13	Стальные кольца 35×35×2,5	Сероводород	0,8	10	1000	10	93	1,4	0,88	1,0
14			0,9	5	900	9	93			0,9
15			1,0	10	800	8	93			0,8
16			0,1	15	700	7	97			0,5
17			0,2	20	600	6	97			0,6
18			0,3	10	500	5	97			0,7
19	Кокс кусковой 42,6	Бром	0,4	5	1000	10	95	1,5	0,8	0,8
20			0,5	10	900	8	95			9
21			0,6	15	800	7	95			10
22			0,7	20	700	6	90			3
23			0,8	10	600	5	90			4
24			0,9	5	500	10	90			5
25	Керамические кольца 50×50×5	Диоксид углерода	1,0	10	1000	9	92	1,6	0,9	7
26			0,1	15	900	8	92			6
27			0,2	5	800	7	92			0,8
28			0,3	10	700	6	94			0,9
29			0,4	5	600	4	96			1,0
30			0,5	10	500	10	96			0,5

## ПЕРЕГОНКА И РЕКТИФИКАЦИЯ

Перегонка – это процесс разделения смеси двух (или большего числа) жидкостей, обладающих различными летучестями (различными температурами кипения), с помощью испарения части смеси; при этом образующиеся пары оказываются обогащенными летучим компонентом (компонентами). Конденсация этих паров позволяет получать жидкую смесь, более богатую летучим компонентом по отношению к исходной смеси. С другой стороны, неиспаренная при перегонке смесь оказывается обедненной летучим компонентом (обогащена менее летучим компонентом). Если образующиеся при перегонке пары конденсировать лишь частично, то при этом происходит еще один акт разделения компонентов и оставшиеся несконденсированными пары еще в большей степени обогатятся летучим компонентом за счет преимущественного перехода в конденсат компонента с меньшей летучестью (перегонка с дефлегмацией).

В процессе периодической перегонки концентрации компонентов на выходе из аппарата непрерывно изменяются во времени, поскольку относительное содержание летучего компонента в перегоняемой смеси непрерывно уменьшается.

Ректификация – это разделение жидкой смеси компонентов с различными летучестями в результате противоточного движения жидкой и паровой фаз, в процессе которого пары смеси, соприкасаясь с несколько более холодной жидкой смесью, имеющей большее содержание летучего компонента, конденсируются; за счет выделяющейся теплоты фазового перехода образуются пары, обогащенные летучим компонентом, которые в свою очередь контактируют с жидкостью, конденсируются, и происходит образование паров с еще большим содержанием летучего и т. д.

Существенно, что в результате перегонки или ректификации могут быть получены лишь жидкости, обогащенные летучим и менее летучим компонентами по сравнению с исходной смесью, тогда как чистые компоненты или смесь азеотропного (нераздельно кипящего) состава могут быть получены лишь в теоретически предельном случае.

При проведении непрерывного процесса ректификации разделяемая смесь подается на некоторую промежуточную высоту

(или тарелку) ректификационной колонны, а смеси, обогащенные и обедненные более летучим компонентом, также непрерывно отводятся из верхней и нижней частей установки соответственно (рис. 6.1).

Уравнения рабочих линий процесса (материальных балансов по летучему компоненту) связывают действительные (рабочие) концентрации компонента в жидкой и паровой фазах в любом сечении колонны.

Как и в процессах абсорбции, при ректификации имеет место понятие минимального флегмового числа (соотношения (6.10)–(6.12)), при котором действительные концентрации компонентов соответствуют их равновесному соотношению (рис. 6.4). Численное значение реального флегмового числа должно непременно превышать его минимальное значение (см. формулы (6.11), (6.12)).

Уравнения тепловых балансов всей ректификационной установки и отдельно дефлегматора позволяют определять необходимые расходы греющего пара в кубе-испарителе и охлаждающей воды в дефлегматоре-конденсаторе.

Число тарелок, необходимых для достижения заданных значений концентраций компонентов, часто находится через понятие ступени изменения концентрации (теоретической или равновесной тарелки). Степень изменения концентрации – это такой элемент, на выходе из которого концентрации летучего компонента находятся в равновесном соотношении. Число таких ступеней относительно легко находится графическим построением прямоугольных ступенек между рабочими линиями процесса и равновесной кривой для разделяемой смеси (рис. 6.4). Степень обогащения реальных тарелок (уравнение (6.20)) определяется опытным путем, после чего вычисляется необходимое число реальных тарелок (6.18).

## ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

### 1. Уравнение простой периодической перегонки:

$$\ln \frac{F}{W} = \int_{x_W}^{x_F} \frac{dx}{y^* - x}, \quad (6.1)$$

где  $F$  – начальное количество перегоняемой смеси;  $W$  – остаток жидкости в кубе после перегонки;  $x_F$  – содержание легколетучего компонента в начальной смеси;  $x_W$  – содержание легколетучего компонента в остатке после перегонки;  $x$  и  $y^*$  – содержание легколетучего (низкокипящего) компонента в жидкости и равновесное содержание в паре.

Средний состав перегнанной жидкости

$$x_D = (Fx_F - Wx_W)/(F - W). \quad (6.2)$$

2. При перегонке нерастворимых в воде жидкостей с водяным паром его расход рассчитывается по уравнению

$$G_v = GM_v(\Pi - P)/(MP\phi). \quad (6.3)$$

Здесь  $G_v$  – масса водяного пара, уходящего с паром перегоняемой жидкости, кг;  $G$  – масса перегоняемой жидкости, кг;  $M_v$  и  $M$  – молярные массы воды и перегоняемой жидкости, кг/кмоль;  $P$  – давление насыщенного пара перегоняемой жидкости при температуре перегонки;  $\Pi$  – общее давление смеси паров;  $\phi$  – коэффициент, учитывающий неполноту насыщения водяного пара паром перегоняемого вещества (при ориентировочных расчетах принимается  $\phi = 0,7 \div 0,8$ ).

3. Уравнения материального баланса ректификационной колонны непрерывного действия (рис. 6.1), обогреваемой глухим паром:

$$G_F = G_D + G_W, \quad (6.4)$$

$$G_F x_F = G_D x_D + G_W x_W, \quad (6.5)$$

где  $G_F$ ,  $G_D$ ,  $G_W$  – массовые или молярные расходы питания, дистиллята и кубового остатка, кг/с или кмоль/с;  $x_F$ ,  $x_D$ ,  $x_W$  – содержание легколетучего (низкокипящего) компонента в питании, дистилляте и кубовом остатке, массовые или молярные доли.

4. Уравнения рабочих линий (уравнения материальных балансов по летучему компоненту):

а) верхней (укрепляющей) части ректификационной колонны

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_D}{R+1}; \quad (6.6)$$

б) нижней (исчерпывающей) части колонны

$$y = \frac{R+F}{R+1}x - \frac{F-1}{R+1}x_W. \quad (6.7)$$

В уравнениях (6.6) и (6.7) принято использовать молярные расходы и молярные доли.

В верхней части колонны, выше ввода исходной жидкой смеси, постоянный по высоте колонны молярный расход жидкости равен  $G_R$ , в нижней части колонны он равен  $(G_R + G_F)$  – см. рис. 6.1. Постоянный по высоте молярный расход пара  $G_v$  одинаков в верхней и в нижней частях колонны.

В уравнениях (6.6) и (6.7):  $y$  и  $x$  – переменные по высоте колонны действительные содержания (молярные доли) легколетучего компонента в паре и в жидкости в данном сечении колонны. Для тарельчатых

**Рис. 6.1. Ректификационная установка непрерывного действия**

колонны:  $y$  – молярная доля легколетучего компонента в паре, входящем снизу на тарелку;  $x$  – молярная доля легколетучего компонента в жидкости, стекающей с этой тарелки;  $R = G_R/G_D$  – флегмовое число,  $F = G_F/G_D = (x_D - x_W)/(x_F - x_W)$  – относительный (на 1 кмоль дистиллята) молярный расход питания.

При применении относительных молярных расходов уравнения материального баланса колонны (6.4) и (6.5) приобретают вид:

$$F = 1 + W, \quad (6.8)$$

$$Fx_F = 1 \cdot x_D + Wx_W, \quad (6.9)$$

где  $W = G_W/G_D = (x_D - x_F)/(x_F - x_W)$  – относительный молярный расход кубового остатка;  $x_F$ ,  $x_D$  и  $x_W$  – молярные доли легколетучего компонента в питании, дистилляте и кубовом остатке соответственно.

5. Минимальное число флегмы  $R_{\min}$  в ректификационной колонне непрерывного действия, когда кривая равновесия не имеет точек перегиба, определяется достижением равновесия фаз во входном сечении ректификационного аппарата:

$$R_{\min} = \frac{x_D - y_F^*}{y_F^* - x_F}, \quad (6.10)$$

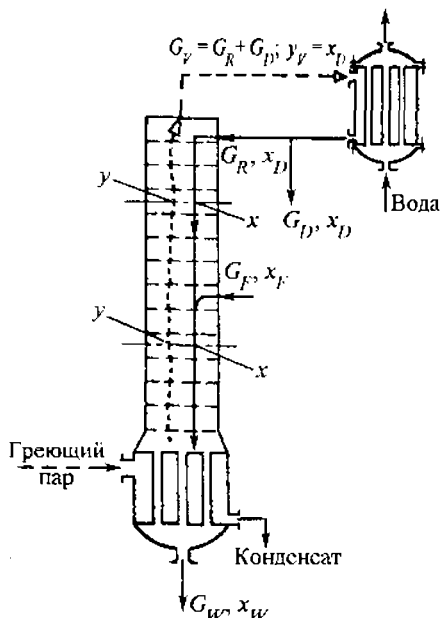
где  $x_D$  – молярная доля легколетучего компонента в дистилляте;  $x_F$  – то же в исходной жидкости (питании) колонны;  $y_F^* = y^*(x_F)$  – то же в паре, равновесном с жидкостью питания (см. положение рабочих линий, показанное на рис. 6.4 пунктиром).

Если на кривой равновесия имеется впадина, то значение  $R_{\min}$  определяют графическим путем – см. пример 6.13.

Рабочее (действительное) флегмовое число должно превышать теоретически минимальное

$$R = \varphi R_{\min}, \quad (6.11)$$

где  $\varphi > 1$  – коэффициент избытка флегмы – определяется по опытным данным.



При расчетах ректификационных колонн рабочее число флегмы, близкое к оптимальному, можно определять, например, по корреляционному соотношению

$$R = 1,3R_{\text{мин}} + 0,3. \quad (6.12)$$

От значения  $R$  (или  $\phi$ ) зависят капитальные затраты и эксплуатационные расходы на ректификацию (рис. 6.2). Эксплуатационные расходы (кривая 1) пропорциональны  $R$  и определяются расходом теплоносителя на испарение жидкости в кубе-испарителе; капитальные затраты (кривая 2) в зависимости от  $R$  имеют минимум, соответствующий минимальному рабочему объему колонны. Суммарные (приведенные) затраты в зависимости от значения флегмового числа (кривая 3) также будут иметь минимум, который в общем случае не совпадает с минимумом капитальных затрат.

6. Необходимое количество теплоты, которое должно передаваться кипящей жидкости в кубе-испарителе ректификационной колонны непрерывного действия, определяют из уравнения теплового баланса для колонны с дефлегматором-конденсатором (рис. 6.1):

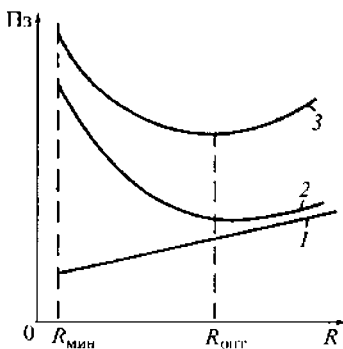
$$Q_k = Q_D + G_D c_D t_D + G_W c_W t_W - G_F c_F t_F + Q_{\text{пот}}, \quad (6.13)$$

где  $c_D, c_W, c_F$  — средние удельные теплоемкости дистиллята, кубовой жидкости и исходной смеси, Дж/(кг·К);  $t_D, t_W, t_F$  — температуры кипения, °С;  $Q_k$  — тепловой поток, получаемый кипящей жидкостью от конденсирующегося греющего пара в кубе-испарителе, Вт;  $Q_D$  — тепловой поток, отбираемый охлаждающей водой от конденсирующихся в дефлегматоре паров, Вт;  $Q_{\text{пот}}$  — тепловые потери установки в окружающую среду, Вт;  $G_F, G_D, G_W$  — массовые расходы питания, дистиллята, кубового остатка, кг/с, соответственно.

Тепловой поток, отдаваемый конденсирующимися парами охлаждающей воде в дефлегматоре:

$$Q_D = G_D(1+R)r_D. \quad (6.14)$$

Здесь  $R$  — число флегмы;  $r_D$  — удельная теплота конденсации паров в дефлегматоре, Дж/кг.



7. Определение диаметра тарельчатой ректификационной колонны производится по уравнению расхода:

$$D = \sqrt{V_c / (0,785w)}, \quad (6.15)$$

где  $V_c$  — объемный расход поднимающегося по колонне пара, м³/с;  $w$  — скорость пара, отнесенная к полному поперечному сечению колонны, м/с.

Рис. 6.2. Определение оптимального числа флегмы по минимуму приведенных затрат: 1 — эксплуатационные; 2 — капитальные; 3 — суммарные приведенные затраты

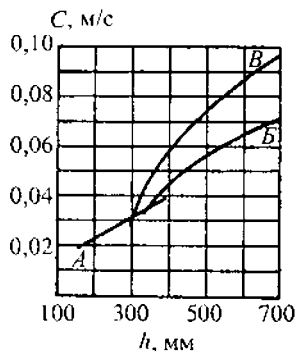
Рис. 6.3. Значение коэффициента  $C$  в формуле (6.16):

А, Б – колпачковые тарелки с круглыми колпачками; В – ситчатые тарелки

Скорость пара в колонне можно рассчитать по корреляционному соотношению

$$w = C \sqrt{(\rho_{ж} - \rho_{п}) / \rho_{п}}, \quad (6.16)$$

где  $C$  – коэффициент, зависящий от конструкции тарелок, расстояния между тарелками, рабочего давления в колонне, нагрузки колонны по жидкости;  $\rho_{ж}$  и  $\rho_{п}$  – плотности жидкости и пара,  $\text{кг/м}^3$ .



На рис. 6.3 по данным, приведенным в [6.2], представлены в зависимости от расстояния между тарелками  $h$  значения коэффициента  $C$  для ректификационных колонн, работающих при атмосферном давлении.

8. Определение высоты тарельчатой ректификационной колонны (расстояния  $H_T$  между верхней и нижней тарелками) проводится по уравнению:

$$H_T = (n - 1)h, \quad (6.17)$$

где  $n$  – число тарелок в колонне;  $h$  – расстояние между тарелками.

Расчет требуемого числа тарелок  $n$  обычно производят графическим способом, используя кинетические закономерности – уравнение массопередачи и расчетные зависимости для коэффициентов массоотдачи (или чисел единиц переноса) в паровой и жидкой фазах на тарелке [6.2].

При приближенных расчетах применяют наиболее простой метод определения числа тарелок с помощью так называемого среднего КПД тарелок:

$$n = n_T / \eta, \quad (6.18)$$

где  $n_T$  – число теоретических (равновесных) тарелок – ступеней изменения концентрации, которое находят графическим построением прямоугольных ступеней между равновесной и рабочими линиями на  $y-x$  диаграмме – см. рис. 6.4.

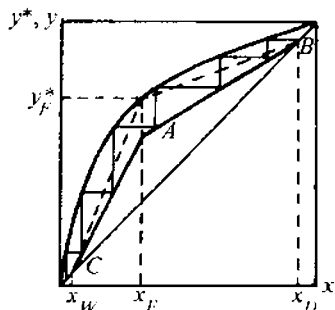


Рис. 6.4. Графическое определение числа ступеней изменения концентрации (теоретических тарелок) для процесса непрерывной ректификации:

АВ и АС – рабочие линии верхней и нижней частей колонны

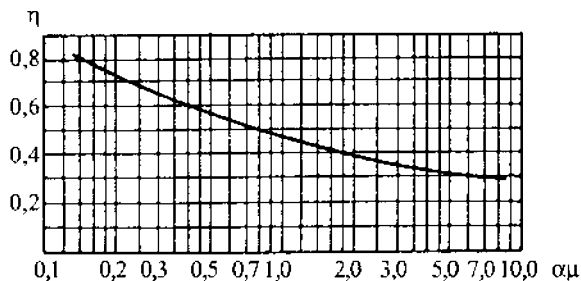


Рис. 6.5. Корреляционная зависимость среднего значения КПД тарелок от произведения относительной летучести компонентов ( $\alpha$ ) и вязкости жидкости питания ( $\mu$ , мПа · с)

Средний КПД тарелок  $\eta$  зависит от многих переменных величин (конструкции и размеров тарелок, гидродинамических факторов, физико-химических свойств пара и жидкости). Значения  $\eta$  определяют по опытным данным; большей частью они находятся в пределах 0,3–0,8.

На тарелках с перекрестным током пара и жидкости с увеличением длины пути жидкости по тарелке массообмен улучшается, средний КПД возрастает.

На рис. 6.5 приведены значения среднего КПД тарелок, полученные по опытным данным для промышленных ректификационных колонн сравнительно небольшого диаметра. По оси абсцисс на этом графике отложены произведения коэффициента относительной летучести разделяемых компонентов  $\alpha$  [см. уравнение (5.8)] на динамическую вязкость жидкости питания  $\mu$  (в мПа · с) при средней температуре в колонне.

При определении среднего КПД тарелок в колоннах большого диаметра (с длиной пути жидкости на тарелке  $l > 0,9$  м) рекомендуют к значениям, найденным по рис. 6.5, добавлять поправку  $\Delta$ :

$$\eta_t = \eta (1 + \Delta). \quad (6.19)$$

Значения поправки  $\Delta$  для смесей с  $\alpha\mu = 0,1 \div 1,0$  приведены на рис. 6.6.

Коэффициент обогащения (коэффициент полезного действия) отдельной тарелки:

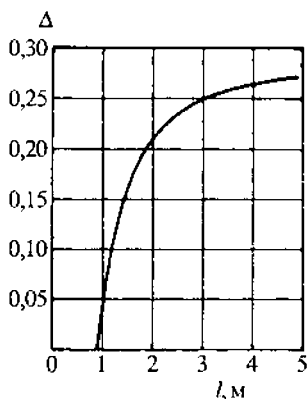


Рис. 6.6. Значения поправки  $\Delta$  в формуле (6.19) в зависимости от длины пути жидкости на тарелке



$$\eta_0 = \frac{y_2 - y_1}{y_1 - y_1^*}, \quad (6.20)$$

где  $y_1$  – молярная доля легколетучего компонента в паре, поступающем снизу на тарелку;  $y_2$  – то же в паре, уходящем с тарелки;  $y_1^*$  – то же в паре, равновесном с жидкостью, стекающей с тарелки. Если жидкость на тарелке полностью перемешивается, то  $y_1^*$  – молярная доля легколетучего компонента в паре, равновесном с жидкостью на тарелке.

9. Определение диаметра и высоты насадочной ректификационной колонны проводится так же, как для абсорбционных насадочных колонн, – см. гл. 5.

Диаметр насадочной колонны рассчитывается по уравнению (5.35). Фиктивную скорость пара в точке захлебывания  $w_s$  при  $\rho_{ж} \gg \rho_n$  находят по уравнению (5.36), но со значением  $A = -0,125$ .

При пленочном режиме работы насадочной колонны высоту слоя насадки  $H_n$  находят по уравнению

$$H_n = \frac{G}{K_y S \sigma \psi} \int_{y_w^*}^{y_p} \frac{dy}{y^* - y} = h_{0y} n_{0y}, \quad (6.21)$$

аналогичному уравнению (5.39).

В уравнении (6.21):  $G$  – постоянный по высоте колонны расход пара, кмоль/с;  $K_y$  – коэффициент массопередачи, кмоль/(м<sup>2</sup> · с ·  $\Delta y$ );  $S = \pi D^2/4$  – площадь поперечного сечения колонны, м<sup>2</sup>;  $\sigma$  – удельная поверхность насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $\psi$  – коэффициент смоченности насадки;  $y^*$  и  $y$  – текущие значения равновесных и рабочих содержаний (молярные доли) легколетучего компонента в паре;  $y_D$  и  $y_w^*$  – содержание летучего в дефлегматоре и в паре, равновесном с содержанием  $x_w$  в кубе-испарителе.

Для насадочных ректификационных колонн, работающих в режиме эмульгирования, эквивалентная высота насадки  $h_s$  (в точке инверсии) может быть определена, например, из уравнения [5.1]:

$$\frac{h_s}{d_s} = 5,2 \text{Re}_n^{0,2} \left( \frac{G}{L} \right)^{0,35} \left( \frac{\rho_{ж}}{\rho_n} \right)^{0,2} \lg [L/(mG)] / (1 - mG/L), \quad (6.22)$$

где  $d_s = 4V_{св}/\sigma$  – эквивалентный диаметр насадки, м;  $\text{Re}_n = 4w\rho_n/(\sigma\mu_n)$  – критерий Рейнольдса для потока пара;  $G/L$  – отношение потоков пара и жидкости (в верхней части колонны  $G/L = (R + 1)/R$ , в нижней части колонны  $G/L = (R + 1)/(R + F)$  – см. уравнения (6.6) и (6.7));  $m$  – тангенс угла наклона равновесной линии;  $w$ ,  $\rho_n$  и  $\mu_n$  – скорость, плотность и вязкость пара, м/с; кг/м<sup>3</sup> и Па · с соответственно;  $V_{св}$  и  $\sigma$  – свободный объем и удельная поверхность насадки.

Высоту слоя насадки находят по уравнению (5.45).

## ПРИМЕРЫ

**Пример 6.1.** Вычислить состав равновесной паровой фазы при 50 °С для жидкости, состоящей из смеси гексана и воды, предполагая их взаимную нерастворимость.

**Решение.** Давление насыщенного пара гексана при 50 °С равно 400 мм рт. ст. (рис. XIV). Давление насыщенного пара воды при 50 °С составляет 92,5 мм рт. ст. (табл. XXXIV). При полной взаимной нерастворимости компонентов парциальное давление  $p$  каждого компонента равняется давлению его насыщенного пара  $P$ .

Общее давление смеси паров

$$P = p_g + p_r = P_g + P_r = 400 + 92,5 = 492,5 \text{ мм рт. ст.}$$

Молярная доля гексана в паровой фазе

$$y_g = p_g/P = 400/492,5 = 0,812.$$

Молярная доля воды

$$y_g = 92,5/492,5 = 0,188.$$

**Пример 6.2.** Определить температуру кипения при атмосферном давлении жидкой смеси толуола и воды, учитывая их полную взаимную нерастворимость.

**Решение.** Смесь будет кипеть при такой температуре, при которой сумма давлений насыщенных паров толуола и воды будет равна 760 мм рт. ст.

Из диаграммы (рис. XX) следует, что пересечение кривой давления насыщенного пара толуола с кривой давления насыщенного пара воды (отложенного от 760 мм рт. ст. сверху вниз) происходит при 84 °С. Так как точка пересечения этих кривых соответствует такой температуре, при которой сумма давлений насыщенных паров равна 760 мм рт. ст., то эта температура и будет температурой кипения смеси.

**Пример 6.3.** Вычислить состав равновесной паровой фазы при 60 °С для жидкой смеси, состоящей из 40 % бензола и 60 % толуола (молярные доли), считая, что смесь характеризуется законом Рауля. Найти также, какого состава жидкая смесь бензола и толуола кипит при 90 °С под общим давлением 760 мм рт. ст.

**Решение.** Давление насыщенного пара бензола и толуола при 60 °С определяется по рис. XX: для бензола  $P_6 = 385$  мм рт. ст.; для толуола  $P_7 = 140$  мм рт. ст.

Парциальные давления бензола и толуола определяются по формуле (5.6):

$$p_6 = P_6 x_6 = 385 \cdot 0,4 = 154 \text{ мм рт. ст.};$$

$$p_7 = P_7 x_7 = P_7 (1 - x_6) = 140(1 - 0,4) = 84 \text{ мм рт. ст.},$$

Рис. 6.7. Диаграмма равновесного состояния бинарной смеси (к примеру 6.4)

где общее давление

$$\begin{aligned} P &= p_b + p_{\tau} = 154 + 84 = \\ &= 238 \text{ мм рт. ст.} \end{aligned}$$

Состав паровой фазы определяется по формуле (5.1):

$$y_b = p_b / P = 154 / 238 = 0,648.$$

Итак, в равновесном паре молярная доля бензола 64,8 % и толуола 35,2 %.

Для определения состава жидкости, кипящей под давлением 760 мм рт. ст. при 90 °С, записывается уравнение Дальтона:

$$P = P_b x_b + P_{\tau} x_{\tau} \text{ или } 760 = 1013 x_b + 408(1 - x_b),$$

откуда  $x_b = 58,3 \%$ ;  $x_{\tau} = 41,7 \%$ .

Здесь 1013 и 408 — давления насыщенного пара чистых бензола и толуола при 90 °С, мм рт. ст. (рис. XX).

**Пример 6.4.** С помощью диаграммы  $t - x, y^*$  (рис. 6.7) определить состав равновесного пара и температуру кипения для жидкости, молярный состав которой 55 % бензола и 45 % толуола.

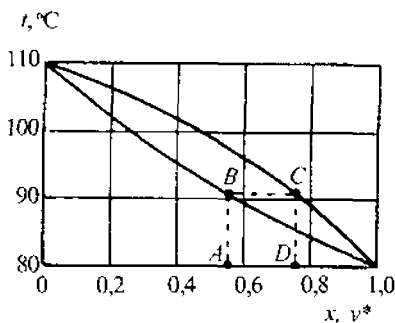
**Решение.** На рис. 6.7 после проведения линии  $ABCD$  находится: температура кипения  $\approx 91$  °С и молярный состав равновесного пара: 75 % бензола и 25 % толуола.

**Пример 6.5.** Перегоняются в токе насыщенного водяного пара под атмосферным давлением (760 мм рт. ст.) 2500 кг загрязненного скипидара. Исходная смесь (массовая доля скипидара 88 %, воды 12 %) подается в аппарат при 30 °С. Внешний подогрев отсутствует.

Для перегонки применяют насыщенный пар давлением  $p_{абс} = 1,5 \text{ кгс/см}^2$ . Степень насыщения водяного пара скипидаром  $\phi = 0,7$ .

Определить: а) расход пара на перегонку; б) массовый и молярный состав отгоняемых паров; в) парциальные давления скипидара и воды в смеси паров. Потери теплоты в окружающую среду составляют 10 % от полезной затрачиваемой теплоты. Молярная масса скипидара  $136 \text{ кг/кмоль}$ ; удельная теплоемкость жидкого скипидара  $1,76 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ ; удельная теплота испарения  $310 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$ .

**Решение.** По рис. XX определяется температура перегонки скипидара с водяным паром и давление насыщенного пара скипидара при этой температуре:  $t_{\text{кип}} = 96$  °С;  $P_{\text{ск}} = 115 \text{ мм рт. ст.}$



Масса водяного пара, уходящего вместе со смесью паров, находится по формуле (6.3):

$$G_v = 2500 \cdot 0,88 \frac{18(760-115)}{136 \cdot 115 \cdot 0,7} = 2330 \text{ кг.}$$

Массовая доля в парах скипидара

$$\bar{y}_{ск} = \frac{G_{ск}}{G_{ск} + G_v} = \frac{2500 \cdot 0,88}{2500 \cdot 0,88 + 2330 \cdot 1} = 0,485;$$

воды

$$\bar{y}_в = 1 - \bar{y}_{ск} = 1 - 0,485 = 0,515.$$

Молярная доля

$$y_{ск} = (\bar{y}_{ск} / M_{ск}) / (\bar{y}_{ск} / M_{ск} + \bar{y}_в / M_в) = (0,485 / 136) / (0,485 / 136 + 0,515 / 18) = 0,110;$$

$$y_в = 1 - y_{ск} = 1 - 0,11 = 0,89.$$

Парциальные давления в смеси паров при общем давлении  $\Pi = 760$  мм рт. ст.

$$p_{ск} = \Pi y_{ск} = 760 \cdot 0,11 = 84 \text{ мм рт. ст.};$$

$$p_в = \Pi - p_{ск} = 760 - 84 = 676 \text{ мм рт. ст.}$$

Количество необходимой теплоты

а) на нагрев исходной смеси от  $30^\circ\text{C}$  до температуры кипения  $96^\circ\text{C}$ :

$$(G_{ск} c_{ск} + G_v c_v)(t_{кип} - t_n) = (2500 \cdot 0,88 \cdot 1,76 \cdot 10^3 + 2500 \cdot 0,12 \cdot 4,19 \cdot 10^3) \times \\ \times (96 - 30) = 339 \cdot 10^3 \text{ Дж};$$

б) на испарение перегоняемого скипидара

$$G_{исп} = G_{ск} r_{ск} = 2500 \cdot 0,88 \cdot 310 \cdot 10^3 = 682 \, 000 \cdot 10^3 \text{ Дж};$$

в) на потери в окружающую среду

$$Q_{пот} = 0,1(Q_{нагр} + Q_{исп}) = 0,1(339 \, 000 + 682 \, 000) \cdot 10^3 = 102 \cdot 10^6 \text{ Дж.}$$

Суммарное количество теплоты

$$Q_{общ} = Q_{нагр} + Q_{исп} + Q_{пот} = (339 + 682 + 102) \cdot 10^6 = 1123 \cdot 10^6 \text{ Дж.}$$

Определяется расход пара. Абсолютному давлению насыщенного пара ( $1,5 \text{ кгс/см}^2$ ) соответствует температура  $110,7^\circ\text{C}$  (табл. LI); уходит с перегоняемым скипидаром  $2330 \text{ кг}$  пара при температуре перегонки  $96^\circ\text{C}$ . Следовательно, этот уходящий пар охлаждается от  $110,7$  до  $96^\circ\text{C}$ , при этом выделяющееся количество теплоты

$$Q_{выд} = G_v c_{в,п}(t_n - t_{пер}) = 2330 \cdot 1,97 \cdot 10^3 (110,7 - 96) = 67 \, 900 \cdot 10^3 \text{ Дж,}$$

где  $1,97 \cdot 10^3 = 35,5 \cdot 10^3 / 18$  — удельная теплоемкость водяного пара, Дж/(кг·К) — табл. XXII.

Таблица 6.1

$\bar{x}$	$\bar{y}^*$	$(\bar{y}^* - \bar{x})^{-1}$	$\bar{x}$	$\bar{y}^*$	$(\bar{y}^* - \bar{x})^{-1}$
0,025	0,225	5,00	0,45	0,754	3,29
0,05	0,360	3,22	0,50	0,767	3,74
0,10	0,516	2,40	0,55	0,778	4,38
0,15	0,600	2,22	0,60	0,789	5,29
0,20	0,655	2,20	0,65	0,800	6,66
0,25	0,690	2,27	0,70	0,810	9,09
0,30	0,710	2,44	0,75	0,835	11,75
0,35	0,728	2,64	0,80	0,855	18,20
0,40	0,740	2,94			

Недостающее количество теплоты  $Q_{\text{доп}}$  является разностью между  $Q_{\text{общ}}$  и  $Q_{\text{выд}}$ :

$$Q_{\text{доп}} = Q_{\text{общ}} - Q_{\text{выд}} = (1\,123\,000 - 67\,900) \cdot 10^3 = 1055 \cdot 10^3 \text{ кДж.}$$

Эта теплота должна быть подведена за счет конденсации некоторого добавочного количества пара и охлаждения образовавшегося конденсата до температуры перегонки:

$$G_{\text{конд}} = \frac{Q_{\text{доп}}}{i'' - i'} = \frac{1055 \cdot 10^3}{(2700 - 402)} = 460 \text{ кг,}$$

где 2700 кДж/кг – удельная энтальпия насыщенного водяного пара при 1,5 кгс/см<sup>2</sup>; 402 кДж/кг – удельная энтальпия воды при 96 °С.

Общий расход пара

$$G_{\pi} = 2320 + 460 = 2780 \text{ кг.}$$

**Пример 6.6.** В перегонном кубе производится разгонка 1000 кг смеси, в которой массовая доля этанола 60 % и воды 40 %. После отгонки в кубовом остатке массовая доля спирта 5 %. Определить состав дистиллята, его массу и массу кубового остатка. Данные о равновесных составах приведены в табл. 6.1, в которой  $\bar{x}$  обозначает массовую долю этанола в жидкости,  $\bar{y}^*$  – массовую долю этанола в равновесном паре.

**Решение.** Для решения используется уравнение (6.1), в котором аналитическое интегрирование оказывается невозможным. Поэтому интеграл вычисляется графически. Строится график зависимости  $1/(\bar{y}^* - \bar{x})$  от  $\bar{x}$  для спирто-водяной смеси (рис. 6.8).

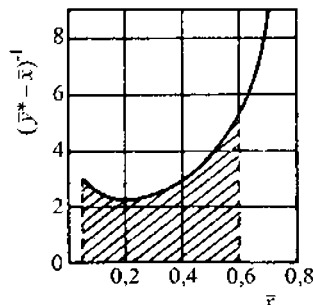


Рис. 6.8. Графическое интегрирование уравнения массопередачи (к примеру 6.6)

Принятый масштаб:

по оси абсцисс 1 мм = 0,02

" ординат 1 мм = 0,2

$$1 \text{ мм}^2 = 0,02 \cdot 0,2 = 0,004$$

Значение интеграла в пределах от  $\bar{x}_1 = 0,6$  до  $\bar{x}_2 = 0,05$  изображается заштрихованной фигурой, площадь которой равна:

$$\int_{0,05}^{0,6} \frac{d\bar{x}}{\bar{y}^* - \bar{x}} = 403 \cdot 0,004 = 1,61.$$

Следовательно, согласно уравнению (6.1)

$$\ln(F/W) = 1,61; \text{ откуда } F/W = 5,01.$$

Масса кубового остатка

$$W = F/5,01 = 1000/5,01 = 200 \text{ кг.}$$

Масса дистиллята

$$D = F - W = 1000 - 200 = 800 \text{ кг.}$$

Масса спирта в остатке после перегонки

$$G_D = W\bar{x}_w = 200 \cdot 0,05 = 10 \text{ кг.}$$

Масса спирта, переходящего в дистиллят:

$$G_D = F\bar{x}_F - G_D = 1000 \cdot 0,6 - 10 = 590 \text{ кг.}$$

Массовая доля спирта в дистилляте

$$\bar{x}_D = G_D/D = 590/800 = 0,737.$$

**Пример 6.7.** В условиях предыдущего примера найти для процесса перегонки массу греющего пара ( $p_{\text{атм}} = 2 \text{ кгс/см}^2$ ). Перегоняемая смесь подается в куб нагретой до температуры начала кипения. Потери теплоты составляют 10 % от полезно затрачиваемого количества теплоты. Влажность греющего пара 5 %. По диаграмме  $t - x$ ,  $y^*$  найдено, что температура начала перегонки при массовой доле спирта 60 % равняется 81 °С, а температура в конце перегонки при массовой доле спирта 5 % составляет 95 °С.

**Решение.** Средняя температура процесса перегонки принимается как среднее арифметическое значение

$$t = (81 + 95)/2 = 88 \text{ °С.}$$

Количество теплоты на нагрев исходной смеси от 81 до 88 °С

$$Q_1 = (1000 \cdot 0,6 \cdot 3,35 + 1000 \cdot 0,4 \cdot 4,19)(88 - 81) = 25,8 \cdot 10^3 \text{ кДж,}$$

где 3,35 и 4,19 кДж/(кг·К) — удельные теплоемкости спирта и воды (рис. IX).

Количество теплоты на испарение смеси спирта и воды при 88 °С

$$Q_2 = 590 \cdot 855 + (800 - 590)2290 = 985\,000 \text{ кДж.}$$

Здесь  $855 \cdot 10^3$  и  $2290 \cdot 10^3$  Дж/кг – удельные теплоты парообразования спирта и воды (табл. XLI).

Расход теплоты на нагревание остатка от 88 до 95 °С

$$Q_3 = (200 \cdot 0,05 \cdot 3,35 + 200 \cdot 0,95 \cdot 4,19) (95 - 88) = 5700 \text{ кДж.}$$

Общий расход теплоты с учетом потерь

$$Q = (25\,800 + 985\,000 + 5\,700)1,1 = 1120 \cdot 10^3 \text{ кДж.}$$

Необходимое количество греющего пара

$$G_{г.п} = \frac{1120 \cdot 10^3}{2208 \cdot 0,95} = 535 \text{ кг,}$$

где 2208 кДж/кг – удельная теплота конденсации водяного пара при  $p_{аб.} = 2 \text{ кгс/см}^2$ .

**Пример 6.8.** При расчете ректификационной колонны с колпачковыми тарелками расстояние между тарелками принято равным 300 мм. Через колонну проходит 3200 м<sup>3</sup>/ч пара плотностью 1,25 кг/м<sup>3</sup> (при нормальных условиях). Плотность жидкости 930 кг/м<sup>3</sup>. Абсолютное давление в колонне 1,2 кгс/см<sup>2</sup>, а средняя температура равна –40 С. Определить требуемый диаметр колонны.

**Решение.** Для определения диаметра колонны необходимо найти допустимую рабочую скорость подъема пара.

По уравнению (6.16)

$$w = 0,0315 \sqrt{(930 - 1,75)/1,75} = 0,725 \text{ м/с.}$$

Значение  $C = 0,0315$  определено из рис. 6.3.

Плотность пара при рабочих условиях

$$\rho_p = \rho_0 T_{0p} / (T p_0) = 1,25 \cdot 273 \cdot 1,2 / (233 \cdot 1,033) = 1,75 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный расход пара в колонне при рабочих условиях

$$V = V_0 T p_0 / 3600 (T_{0p}) = 3200 \cdot 233 \cdot 1,033 / 3600 (273 \cdot 1,2) = 0,632 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Требуемая площадь поперечного сечения колонны

$$S = V/w = 0,632/0,725 = 0,870 \text{ м}^2,$$

откуда диаметр колонны

$$D = \sqrt{S/0,785} = \sqrt{0,870/0,785} = 1,05 \text{ м.}$$

По каталогу-справочнику [6.6] принимается  $D = 1000$  мм.

**Пример 6.9.** Определить число тарелок в ректификационной колонне непрерывного действия для разделения смеси метанол – вода под атмосферным давлением. Молярная доля метанола в пи-

тании колонны 31,5 %, в дистилляте 97,5 % спирта, в кубовом остатке 1,1 %. Коэффициент избытка флегмы 1,77. Число тарелок, эквивалентное одной ступени изменения концентрации, равно 1,7.

**Решение.** Расчет числа тарелок проводится графически. Для этого по данным табл. XLIII для смеси метанол – вода при  $P_{\text{квс}} = 760$  мм рт. ст. строится кривая равновесия в координатах  $y^* - x$  (рис. 6.9).

Определяется минимальное число флегмы по формуле (6.10):

$$R_{\text{мин}} = (x_D - y_F^*) / (y_F^* - x_F) = (0,975 - 0,675) / (0,675 - 0,315) = 0,835,$$

где значение  $y_F^* = 0,675$  найдено по равновесной кривой (рис. 6.9).

Действительное (рабочее) число флегмы

$$R = \varphi R_{\text{мин}} = 1,77 \cdot 0,835 = 1,48.$$

Уравнение рабочей линии верхней части колонны

$$y = 1,48x / (1,48 + 1) + 0,975 / (1,48 + 1) = 0,598x + 0,393.$$

Через точку  $B$  с координатами  $(0,975; 0,975)$  и точку  $D(0; 0,393)$  проводится отрезок прямой. Далее через точку  $C(0,011; 0,011)$  и точку  $A$  – пересечения предыдущего отрезка с вертикалью при  $x = x_F = 0,315$  – проводится отрезок  $CA$  уравнения рабочей линии для нижней части колонны.

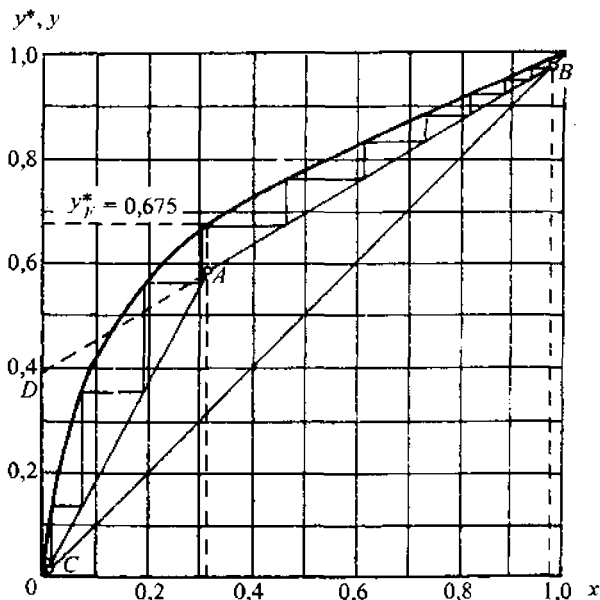


Рис. 6.9. Определение ступеней изменения концентрации непрерывной ректификации (к примерам 6.9 и 6.14)



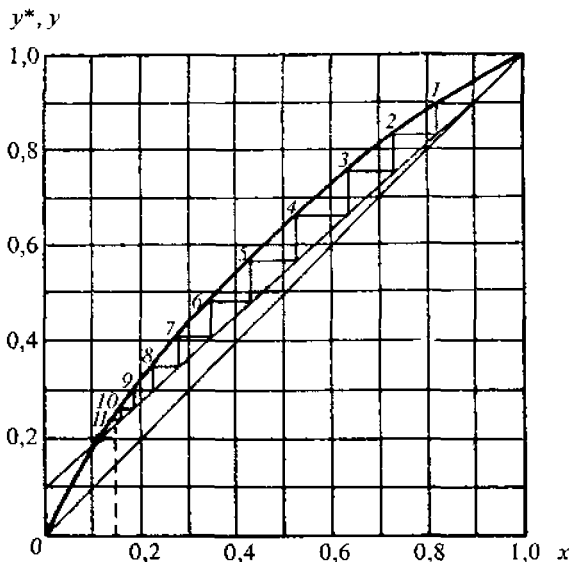


Рис. 6.10. То же для периодической ректификации (к примеру 6.10)

Отрезок прямой  $AB$  соответствует рабочей линии для верхней, укрепляющей части ректификационной колонны непрерывного действия.

На диаграмме выполняется построение ступенчатой линии между равновесной кривой и рабочими линиями (начиная от точки  $B$ ), затем находится необходимое число ступеней изменения концентрации: в верхней части колонны оно составляет  $\approx 7$ , в нижней  $\approx 4$ ; всего 11.

Число действительных тарелок: в верхней части колонны  $1,7 \cdot 7 \approx 12$ ; в нижней  $1,7 \cdot 4 \approx 7$ , всего 19 тарелок.

**Пример 6.10.** В действующей периодически тарельчатой ректификационной колонне под атмосферным давлением разгоняется жидкая смесь тетрахлорида углерода и дихлорида серы, молярная доля  $\text{SCl}_2$  50 %. Молярная доля  $\text{SCl}_2$  в дистилляте должна составлять 90 %, в кубовом остатке после ректификации – 15 %. Коэффициент избытка флегмы 1,2.

Определить минимальные числа флегмы в конце и в начале разгонки и необходимое число тарелок, если на одну ступень изменения концентрации приходится 1,7 тарелки.

**Решение.** Данные о равновесии смеси тетрахлорид углерода – дихлорид серы приведены на рис. 6.10.

По формуле (6.10) находится минимальное число флегмы  $R_{\text{мин}}$  для конечного момента разгонки, когда кубовая жидкость содер-

жит 15 %  $\text{SCl}_2$ , т. е. в тот момент, когда существуют наиболее трудные условия разделения:

$$R_{\text{мин}} = \frac{0,9 - 0,25}{0,25 - 0,15} = 6,5,$$

где  $y_F^* = 0,25$  при  $x_F = 0,15$  находится по кривой равновесия.

Реальное флегмовое число

$$R = 1,2R_{\text{мин}} = 1,2 \cdot 6,5 = 7,8.$$

Уравнение рабочей линии (6.6) для конечного момента перегонки

$$y = \frac{7,8}{7,8+1}x + \frac{0,9}{7,8+1} = 0,887x + 0,102.$$

Строится рабочая линия и графически определяется число ступеней изменения концентрации. Как следует из рис. 6.10, числу флегмы  $R = 7,8$  соответствуют 11 ступеней.

Число действительных тарелок, требуемое для ректификации:

$$n = 1,7 \cdot 11 \approx 19.$$

Для начального момента разгонки, когда  $x_F = 0,5$ , минимальное число флегмы

$$R'_{\text{мин}} = \frac{0,9 - 0,64}{0,64 - 0,5} = 1,86,$$

где  $y_F^* = 0,64$  найдено по диаграмме равновесия (рис. 6.10).

Таким образом, в процессе разгонки флегмовое число меняется, достигая максимального значения  $R = 7,8$  в конце процесса.

**Пример 6.11.** В ректификационную колонну непрерывного действия подается смесь, в которой молярная доля  $\text{CH}_4$  30 % и  $\text{N}_2$  70 %. Смесь поступает в количестве 1000 м<sup>3</sup>/ч в парообразном состоянии при  $p_{\text{абс}} = 10$  кгс/см<sup>2</sup> и температуре насыщения. Объемный расход (в м<sup>3</sup>/ч) указан при нормальных условиях. В результате разделения в колонне получают газообразные продукты: фракция метана с содержанием 3 %  $\text{N}_2$  и фракция азота с содержанием 5 %  $\text{CH}_4$ .

С помощью диаграммы  $I - x$  определить: а) объемные расходы получаемых фракций; б) минимальное число флегмы  $R_{\text{мин}}$ ; в) число ступеней изменения концентрации при коэффициенте избытка флегмы 1,25; г) тепловой поток, передаваемый в дефлегматоре колонны; д) тепловой поток, передаваемый в кубе, если метановая фракция выходит из куба колонны в жидком состоянии.

**Решение.** Используется диаграмма равновесия системы  $\text{CH}_4 - \text{N}_2$  при 10 кгс/см<sup>2</sup> в координатах  $I - x$  (рис. 6.11).



Расход метановой фракции

$$V_{\text{CH}_4} = \frac{0,25 \cdot 1000}{0,92} = 272 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход азотной фракции

$$V_{\text{N}_2} = 1000 - 272 = 728 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

б) Определяется  $R_{\text{мин}}$ . Точка  $M$  представляет состояние исходной смеси, поступающей на разделение. Она должна лежать на главной прямой, соединяющей полюсы укрепляющей и исчерпывающей частей колонны. Для определения наинизшего положения полюса колонны укрепления  $\pi_y$ , соответствующего  $R_{\text{мин}}$ , необходимо совместить главную прямую с изотермой, проходящей через точку  $M$  (линия  $MO$ ). Продолжением этой линии до пересечения с вертикалями, проведенными из значений составов получаемых фракций, находятся полюсы  $\pi_y$  и  $\pi_n$ , соответствующие  $R_{\text{мин}}$ .

Отношение отрезков

$$MM'/OK = \pi_y M' / (\pi_y K) = R_{\text{мин}} / (R_{\text{мин}} + 1).$$

В данном случае

$$MM'/OK = (0,95 - 0,7)/(0,95 - 0,217) = 0,341,$$

откуда  $R_{\text{мин}} = 0,518$ .

По условию действительное число флегмы

$$R = 1,25 R_{\text{мин}} = 1,25 \cdot 0,518 = 0,647.$$

Определяется положение действительного полюса  $\pi'_y$ , соответствующего числу флегмы  $R = 0,647$ .

Для этого из соотношения  $MM'/O'K' = R/(R + 1)$  находится отрезок  $O'K'$ :

$$O'K' = MM'(R + 1)/R = (0,95 - 0,7)1,647/0,647 = 0,637,$$

а затем абсцисса точки  $O'$

$$0,95 - 0,637 = 0,313.$$

Проведение прямой через точки  $M$  и  $O'$  до пересечения ее с вертикалями, абсциссы которых  $x_D$  и  $x_W$ , дает главную прямую для  $R = 0,647$ . Точки пересечения главной прямой с вертикалями — действительные полюсы  $\pi'_y$  и  $\pi'_n$ .

в) Далее графическим путем определяется число ступеней изменения концентрации. Для этого находится состав жидкости, равновесный с паром, содержащим 95 %  $\text{N}_2$  (точка  $N$ ). Это будет точка 1, соединенная с точкой  $N$  изотермой. Далее проводится луч  $1 - \pi'_y$ . Пересечение этого луча с кривой пара дает точку 2. Из точки 2 построение повторяется. Получив точку 5 на кривой жидкости левее главной прямой, дальнейшее построение можно провести с помощью нижнего полюса  $\pi'_n$ . Число таких переходов дает

число ступеней изменения концентрации. В результате получается: в укрепляющей части две ступени (несколько больше); в исчерпывающей части четыре ступени (несколько меньше).

г) Количество теплоты, отводимой в дефлегматоре, определяется разностью энтальпий в точках  $\pi'_i$  и  $N$ , т. е.

$$q_d = 12\,230 - 7330 = 4900 \text{ кДж/кмоль.}$$

Так как при разделении получается  $728 \text{ м}^3/\text{ч}$  азотной фракции, то общий тепловой поток, передаваемый в дефлегматоре

$$Q_d = 4900 \cdot 728 / 22,4 = 159\,000 \text{ кДж/ч} = 159\,000 \cdot 10^3 / 3600 = 44,2 \text{ кВт.}$$

д) Количество теплоты, передаваемой в кубе колонны,  $q_k$  при отводе фракции метана в газообразном состоянии определяется разностью энтальпии в точках  $P$  и  $\pi'_n$ . При отводе метановой фракции в жидком виде отсутствует затрата теплоты на испарение фракции; в этом случае удельная теплота  $q_k$  определяется разницей энтальпий в точках  $L$  и  $\pi'_n$ , что составляет  $5150 \text{ кДж}$  на  $1 \text{ кмоль}$  метановой фракции.

Общий тепловой поток, передаваемый в кубе колонны:

$$Q_k = \frac{5150 \cdot 10^3}{3600} \frac{272}{22,4} = 17300 \text{ Вт.}$$

**Пример 6.12.** Определить высоту и диаметр верхней (укрепляющей) части насадочной ректификационной колонны для разделения смеси метанол – вода при атмосферном давлении. В колонну подается  $1500 \text{ кг/ч}$  исходной смеси, в которой молярная доля спирта  $40\%$  и воды  $60\%$ . Молярная доля спирта в дистилляте  $97,5\%$ , в кубовом остатке  $2\%$ . Число флегмы  $R = 1,48$ . В качестве насадки применены кольца  $25 \times 25 \times 3 \text{ мм}$ . Колонна работает в режиме эмульгирования.

**Решение.** При работе насадочной ректификационной колонны в режиме эмульгирования скорость пара в ней находится из уравнения (5.36) при  $A = -0,125$ .

В данном случае:  $\sigma = 204 \text{ м}^2/\text{м}^3$  (табл. XII);  $V_{св} = 0,74 \text{ м}^3/\text{м}^3$ .

Средняя молярная доля спирта в жидкости

$$x_{ср} = (x_F + x_D)/2 = (40 + 97,5)/2 = 70\%;$$

$$\rho_{ж} = 840 \text{ кг/м}^3; \mu_{ж} = 0,50 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}; M_{ж} = 32 \cdot 0,7 + 18 \cdot 0,2 = 26,0.$$

Средняя молярная доля спирта в паре

$$y_{ср} = (y_F + y_D)/2 = (63 + 97,5)/2 = 80\%.$$

Здесь  $y_F = 63\%$  – молярная доля спирта в паре, поступающем в верхнюю часть колонны (рис. 6.9; в примере 6.9 рабочая линия верхней части колонны занимает такое же положение, как и в этом примере).

Средняя температура в верхней части колонны  $\approx 72^\circ\text{C}$ . Плотность пара

$$\rho_n = \frac{[M_{\text{сп}} y_{\text{сп}} + M_n(1 - y_{\text{сп}})] T_0 p}{22,4 T p_0} = \frac{[32 \cdot 0,8 + 18(1 - 0,8)] 273 \cdot 1,033}{22,4(273 + 72) \cdot 1} = 1,03 \text{ кг/м}^3;$$

$$\mu_n = 1,11 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Отношение массовых расходов жидкости и пара равно (при близких значениях  $M_n$  и  $M_{\text{ж}}$ )

$$\frac{L}{G} = \frac{R}{R+1} \frac{M_{\text{ж}}}{M_n} \approx \frac{1,48}{1,48+1} = 0,60.$$

Подстановка полученных значений в формулу (5.36) дает:

$$\lg \left( \frac{w^2 \cdot 204 \cdot 1,03 \cdot 0,50^{0,16}}{9,81 \cdot 0,74^3 \cdot 840} \right) = -0,125 - 1,75 \cdot 0,60^{0,25} \left( \frac{1,03}{840} \right)^{0,125},$$

откуда  $w = 1,7 \text{ м/с}$ .

Эквивалентная высота насадки  $h_n$  рассчитывается по уравнению (6.22):

$$\begin{aligned} h_n &= 5,2 d_s \text{Re}_n^{0,2} \left( \frac{G}{L} \right)^{0,35} \left( \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_n} \right)^{0,2} \frac{\lg(L/mG)}{1 - mG/L} = \\ &= 5,2 \frac{4V_{\text{св}}}{\sigma} \left( \frac{4w\rho_n}{\sigma\mu_n} \right)^{0,2} \left( \frac{R+1}{R} \right)^{0,35} \left( \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_n} \right)^{0,2} \frac{\lg[R/m(R+1)]}{1 - m(R+1)/R} = \\ &= \frac{5,2 \cdot 4 \cdot 0,74}{204} \left( \frac{4 \cdot 1,7 \cdot 1,03}{204 \cdot 1,11 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,2} \left( \frac{1,48+1}{1,48} \right)^{0,35} \left( \frac{840}{1,03} \right)^{0,2} \times \\ &\quad \times \frac{\lg[1,48/(0,45 \cdot 2,48)]}{1 - 0,45 \cdot 2,48/1,48} = 0,86 \text{ м}. \end{aligned}$$

Как следует из рис. 6.9,  $m = 0,45$ , число ступеней изменения концентрации в пределах от  $x_D$  до  $x_F$  составляет 6,4. Следовательно, требуемая высота насадки по уравнению (5.45)

$$H_n = h_n n_{\text{т}} = 0,86 \cdot 6,4 = 5,5 \text{ м}.$$

Для определения диаметра колонны предварительно находится расход дистиллята. Молярный расход питания

$$G_F = \frac{G_F}{x_F M_{\text{св}} + (1 - x_F) M_n} = \frac{1500}{0,4 \cdot 32 + 0,6 \cdot 18} = 63,6 \text{ кмоль/ч}.$$

Из уравнения материального баланса колонны

$$G_D + G_W = 63,6; \quad 0,975 G_D + 0,02 G_W = 0,4 \cdot 63,6$$

находится расход дистиллята  $G_D = 25,3 \text{ кмоль/ч}$ .

Рис. 6.12. Схема непрерывной ректификации (к примеру 6.13)

Объемный расход пара в верхней части колонны

$$V_c = \frac{G_D(R+1) 22,4T}{3600T_0} = \frac{25,3(1,48+1) 22,4 \cdot 345}{3600 \cdot 273} = 0,493 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Требуемый диаметр колонны

$$D = \sqrt{V_c / (w \cdot 0,785)} = \sqrt{0,493 / (1,7 \cdot 0,785)} = 0,61 \text{ м}.$$

Колонна стандартного диаметра имеет диаметр  $D = 0,6 \text{ м}$ .

**Пример 6.13.** В ректификационной колонне непрерывного действия разделяется под атмосферным давлением смесь этанол – вода, молярная доля этанола в смеси 25 %. Требуемое содержание спирта в дистилляте 80 %, допускаемое содержание спирта в кубовом остатке не выше 0,1 %. Определить рабочее число флегмы и относительные молярные расходы питания, подаваемого острого водяного пара и кубового остатка. (Здесь отсутствует обычный куб-испаритель – источник паров кубовой жидкости.)

**Решение.** На рис. 6.12 приведена схема материальных потоков (относительных молярных расходов) в ректификационной колонне, в нижнюю часть которой подается острый водяной пар. Из уравнений материального баланса колонны, которые здесь отличаются от балансов для обычной схемы (рис. 6.1),

$$F + V = 1 + W; \quad Fx_F = 1x_D + Wx_W; \quad V = R + 1$$

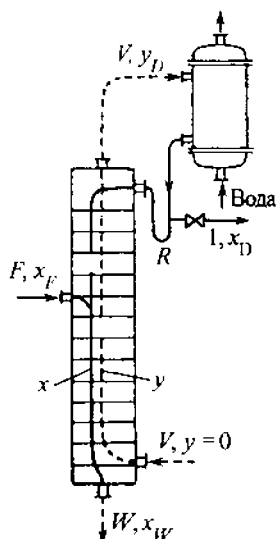
при  $W = F + R$  следует:

$$F = \frac{x_D + Rx_W}{x_F - x_W}; \quad W = \frac{x_D + Rx_F}{x_F - x_W}.$$

Уравнения рабочих линий см. (6.6) и (6.7).

В этих уравнениях:  $F = G_F/G_D$ ;  $W = G_W/G_D$ ;  $V = G_V/G_D$ ;  $G_F$ ,  $G_D$ ,  $G_W$ ,  $G_V$  – молярные расходы питания, дистиллята, кубового остатка, подаваемого пара, кмоль/с.

Рабочая линия верхней части колонны (как и при обычной схеме ректификации) пересекает диагональ диаграммы  $y - x$  при  $x = x_D$  и ось ординат при  $y = x_D/(R+1)$ . Рабочая линия нижней части колонны пересекает диагональ при  $x = x_W$ . Рабочие линии пересекаются при  $x = x_F$ .



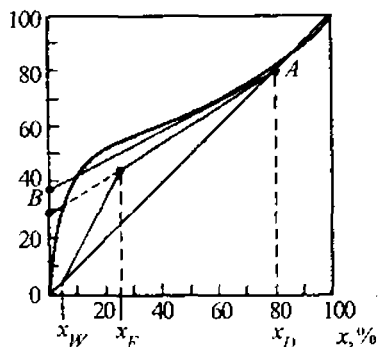
$y^*, y, \%$ 

Рис. 6.13. К расчету непрерывной ректификации в диаграмме  $y - x$  (к примеру 6.13)

Кривая равновесия, построенная по данным [6.5], приведена на рис. 6.13. Для определения  $R_{\min}$  из точки  $A$  проводится касательная  $AB$  к кривой равновесия. Касательная  $AB$  отсекает на оси ординат отрезок, равный 37,5. Отсюда

$$\frac{x_D}{R_{\min} + 1} = 0,375 \text{ и}$$

$$R_{\min} = \frac{0,8 - 0,375}{0,375} = 1,13.$$

Рабочее число флегмы (по уравнению (6.12))

$$R = 1,3R_{\min} + 0,3 = 1,3 \cdot 1,13 + 0,3 = 1,77.$$

Отрезок, отсекаемый рабочей линией верхней части колонны на оси ординат, при  $R = 1,77$

$$x_D / (R + 1) = 0,8 / (1,77 + 1) = 0,289.$$

Рабочие линии наносятся на диаграмму – рис. 6.13 (на рисунке точка  $x_W$  на оси абсцисс нанесена не совсем в масштабе). Находятся относительные молярные расходы

$$F = (x_D + Rx_W) / (x_F - x_W) = (80 + 1,77 \cdot 0,1) / (25 - 0,1) = 3,21;$$

$$W = (x_D + Rx_F) / (x_F - x_W) = (80 + 1,77 \cdot 25) / (25 - 1) = 4,98;$$

$$V = R + 1 = 1,77 + 1 = 2,77.$$

**Пример 6.14.** Определить число тарелок ректификационной колонны, необходимое для разделения смеси метанол – вода под атмосферным давлением. Молярная доля метанола в питании  $x_F = 0,3$ , в дистилляте  $x_D = 0,9$ , в кубовом остатке  $x_W = 0,05$ . Флегмовое число  $R = 2$ . Зависимость коэффициента обогащения  $\eta$  от состава жидкости приведена ниже в первых двух строках:

$x$	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90
$\eta$	0,40	0,43	0,48	0,53	0,55	0,53	0,52	0,51	0,49	0,47
$y^* - y$	0,25	0,28	0,25	0,17	0,16	0,15	0,12	0,10	0,08	0,06
$\Delta y_a = \eta(y^* - y)$	0,10	0,12	0,12	0,09	0,09	0,08	0,06	0,05	0,04	0,03

**Решение.** Для определения числа тарелок используется метод кинетической кривой, позволяющий учесть зависимость коэффициента обогащения от состава.



Рис. 6.14. Расчет числа действительных тарелок с использованием кинетической кривой (к примеру 6.14)

По данным табл. XLIII для смеси метанол – вода строится кривая равновесия в координатах  $y^*$ ,  $y - x$  (рис. 6.14). На диаграмму наносятся рабочие линии (порядок их определения – см. пример 6.9):

$$y = 0,67x + 0,3 \quad \text{и} \quad y = 1,8x - 0,04.$$

Для построения кинетической кривой – линии, координаты точек которой ( $y$  и  $x$ ) представляют собой составы пара и жидкости, покидающих тарелки, необходимо:

- наметить на рабочих линиях ряд точек  $A_1, A_2, \dots, A_i$ , отвечающих нескольким значениям  $x$  в пределах от  $x_W$  до  $x_D$ ;
- определить при выбранных  $x$  предельное изменение состава пара  $y^* - y$ , изображенное отрезками  $A_i B_i$ ;
- определить по соотношению (6.21) действительное изменение состава пара  $\Delta y_b$  в выбранных сечениях колонны, т. е. найти отрезки  $A_i C_i$ :  $A_i C_i = \eta A_i B_i$ ;
- нанести на диаграмму отрезки  $A_i C_i$  и соединить точки  $C_i$  плавной линией – кинетической кривой.

Этапы построения кинетической кривой отражены в таблице (третья и четвертая строки).

**Примечание.** Вместо значений  $y^* - y$  и  $\eta(y^* - y)$  в таблицу можно вносить непосредственно пропорциональные им длины отрезков  $A_i B_i$ ,  $A_i C_i$  в мм;  $\eta = A_i C_i / A_i B_i$ .

После построения ступеней между кинетической кривой и рабочей линией определяются числа ступеней раздельно для верхней и нижней частей колонны. Число ступеней дает число рабочих тарелок: число тарелок нижней частей колонны  $n_n = 4$ , верхней –  $n_v = 7$ . Тарелка питания – четвертая при счете снизу.

**Пример 6.15.** Определить для нижней колонны двухколонного воздухоразделительного аппарата (рис. 6.15) объемы образующегося азота и кубовой жидкости, обогащенной кислородом, считая на  $1 \text{ м}^3$  поступающего воздуха. Чистота получаемого азота 98 %; жидкость куба содержит 40 % кислорода.

**Решение.** Через  $V_a$  обозначается объем получаемого азота (в  $\text{м}^3$ ) и через  $V_k$  – объем кубовой жидкости. Тогда  $V_a + V_k = 1$  и (по кислороду)  $0,02V_a + 0,4V_k = 0,21 \cdot 1$ .

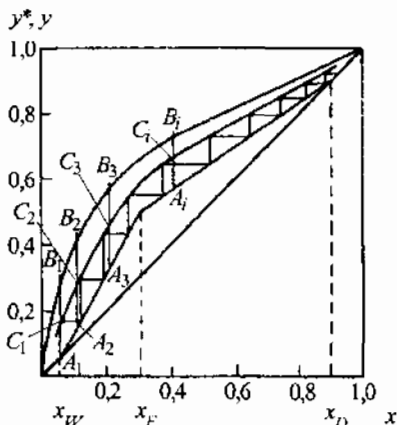
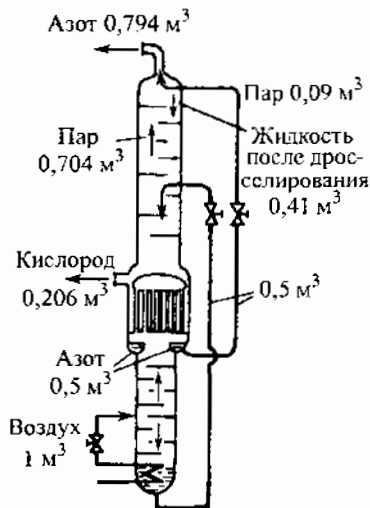


Рис. 6.15. Ректификация жидкого воздуха в двух совмещенных колоннах (к примерам 6.15 и 6.16)



Решение этих уравнений материального баланса дает

$$V_a = 0,5 \text{ м}^3; V_k = 0,5 \text{ м}^3$$

(при 0 °С и 760 мм рт. ст.).

**Пример 6.16.** Определить число флегмы и объемы получаемых азота и кислорода (считая на 1 м³ воздуха) в верхней колонне двух-колонного воздухоразделительного аппарата (рис. 6.15), учитывая данные предыдущего примера и принимая, что чистота азота 99 %, а кислорода 98 %.

**Решение.** Составляются уравнения материального баланса. Обозначаются через  $V_a$  объем отходящего азота и через  $V_k$  – объем отходящего кислорода. Тогда  $V_a + V_k = 1$ ;  $0,01V_a + 0,98V_k = 0,21$ , откуда  $V_a = 0,794 \text{ м}^3$ ;  $V_k = 0,206 \text{ м}^3$ .

Далее находится отношение объема жидкости  $L$ , стекающей по колонне, к объему поднимающегося пара  $G$ , для чего проводится следующий анализ.

Жидкая азотная флегма подается на верх аппарата из карманов нижней колонны, причем, как видно из диаграммы состояния для азота (рис. XXIII), при дросселировании жидкого азота с 6 до 1 кгс/см² образуется ≈18% пара. В предыдущем примере было найдено, что в карманах нижней колонны получается 0,5 м³ азота. Следовательно, объем жидкого азота, попадающего в верхнюю колонну, составляет

$$L = (1 - 0,18) 0,5 = 0,41 \text{ м}^3.$$

Объем пара, поднимающегося по верхней колонне:

$$G = 0,794 - 0,5 \cdot 0,18 = 0,704 \text{ м}^3,$$

где  $0,5 \cdot 0,18$  – объем пара, образующегося после дросселирования жидкого азота из карманов нижней колонны в верхнюю колонну, м³.

Отношение  $L/G = 0,41/0,704 = 0,582$ . Определяется число флегмы:  $R/(R + 1) = 0,582$ . Откуда  $R = 1,39$ .

**Пример 6.17.** В ректификационной колонне непрерывного действия разделяется 1790 кг/ч смеси хлороформа и бензола с начальным содержанием хлороформа 35,8 % (масс.). Концентрации

летучего компонента в верхнем продукте 96 %, в кубовом остатке 7,8 % (масс.). Флегмовое число равно 3,0. Определить уравнения рабочих линий процесса для верхней и нижней частей колонны, необходимую поверхность теплопередачи дефлегматора и расход воды в нем при ее нагреве от 21 до 44 °С. Коэффициент теплопередачи от конденсирующихся паров к воде в дефлегматоре  $K = 760 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

**Решение.** Уравнения материальных балансов (6.4) и (6.5) решаются относительно неизвестных величин расходов верхнего и нижнего продуктов:

$$1790/3600 = G_D + G_W,$$

$$(1790/3600)0,358 = G_D \cdot 0,96 + G_W \cdot 0,078,$$

откуда  $G_D = 0,158$  и  $G_W = 0,339 \text{ кг/с}$ .

Уравнения рабочих линий процесса принято записывать в молярных величинах, поэтому концентрации летучего компонента пересчитываются в мольные доли (табл. 5.2):  $x_F = (0,358/119,4)/(0,358/119,4 + (1 - 0,358)/78,1) = 0,267$  (мол.);  $x_D = (0,96/119,4)/(0,96/119,4 + (1 - 0,96)/78,1) = 0,946$ ;  $x_W = (0,078/119,4)/(0,078/119,4 + (1 - 0,078)/78,1) = 0,0574$ .

Определяются молярные массы летучего компонента питающей смеси, верхнего и нижнего продуктов:  $M_F = 119,4 \cdot 0,267 + 78,1(1 - 0,267) = 89,2$ ;  $M_D = 119,4 \cdot 0,946 + 78,1(1 - 0,946) = 117,2$ ;  $M_W = 119,4 \cdot 0,0524 + 78,1(1 - 0,0524) = 80,3$ .

Относительный расход исходной смеси  $F = G_F/G_D = (0,497/89,2)/(0,158/117,2) = 4,14$ , где числитель и знаменатель представляют молярные расходы исходной смеси и дистиллята соответственно.

Уравнения рабочих линий процесса:

для верхней части колонны (уравнение (6.6))

$$y = \frac{3,0}{3,0+1}x + \frac{0,946}{3,0+1} = 0,75x + 0,237;$$

для нижней части колонны (6.7)

$$y = \frac{3,0+4,14}{3,0+1}x - \frac{4,14-1}{3,0+1}0,0524 = 1,79x - 0,0411.$$

Температура конденсации смеси паров хлороформа и бензола в дефлегматоре при  $x_D = 0,946$  (мол.) составляет  $t_D = 65,5^\circ\text{C}$  (табл. XLIII). При этой температуре по правилу аддитивности вычисляется теплота конденсации смеси паров в дефлегматоре:  $r_D = r_{\text{хл}} \cdot 0,96 + r_6(1 - 0,96)$ , где  $r_{\text{хл}}$  и  $r_6$  — теплоты конденсации паров чистого хлороформа и бензола при  $t_D = 65,5^\circ\text{C}$ :  $r_{\text{хл}} = 245,4$  и  $r_6 = 404,5 \text{ кДж/кг}$  (табл. XLI). Таким образом,  $r_D = 245,4 \cdot 0,96 + 404,5(1 - 0,96) = 251,8 \text{ кДж/кг}$ .

Общая теплота, выделяющаяся при конденсации смеси паров в дефлегматоре, составит (соотношение (6.14))

$$Q_D = 0,158(1 + 3,0)251,8 = 159 \text{ кВт.}$$

Средняя разность температур между конденсирующимися парами и водой в дефлегматоре (формула (3.56))

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(65,5 - 21) - (65,5 - 44)}{\ln \frac{(65,5 - 21)}{(65,5 - 44)}} = 31,6 \text{ К (}^{\circ}\text{C)}.$$

По уравнению теплопередачи (3.62) определяется величина поверхности дефлегматора

$$F = Q_D / (K \cdot \Delta t_{\text{ср}}) = 159 \cdot 10^3 / (760 \cdot 31,6) = 6,62 \text{ м}^2.$$

Расход воды в дефлегматоре находится из теплового баланса

$$G_w = Q_D / (c_w(t_w - t_k)) = 159 / (4,19(44 - 21)) = 1,65 \text{ кг/с.}$$

**Пример 6.18.** Определить необходимое число реальных тарелок для непрерывного разделения 2,8 т/ч смеси ацетон – бензол. Состав исходной смеси  $x_F = 0,35$ , дистиллята  $x_D = 0,85$  и кубовой жидкости  $x_W = 0,03$  (мол.). Среднее значение коэффициента обогащения (КПД) на тарелках составляет 0,74. Коэффициент избытка флегмы 1,3 от теоретически минимального значения. Определить также расходы верхнего и нижнего продуктов и явный вид уравнений рабочих линий процесса.

**Решение.** По данным табл. XLIII строится равновесная кривая смеси ацетон – бензол. Поскольку рабочие линии процесса пересекаются с диагональю в точках  $x_D$  и  $x_W$ , то эти точки наносятся на диагональ.

Теоретически минимальное флегмовое число определяется из условия расположения точки пересечения рабочих линий при  $x = x_F$  на равновесной кривой. Соответствующее построение дает  $y^*(x_F) = 0,55$  (мол.).

Теперь по формуле (6.10)

$$R_{\text{мин}} = \frac{0,85 - 0,55}{0,55 - 0,35} = 1,50.$$

Реальное флегмовое число  $R = 1,3 \cdot 1,50 = 1,95$ .

Массовый часовой расход исходной смеси пересчитывается в секундный молярный расход  $G_F = (2,8 \cdot 1000 / 3600) / (58,08 \cdot 0,35 + 78,1(1 - 0,35)) = 0,778 / 71,1 = 0,0109 \text{ кмоль/с}$ , где знаменатель соответствует молярной массе смеси исходного состава, а числитель – секунднему массовому ее расходу.

Из системы уравнений материального баланса (6.4) и (6.5) определяются молярные расходы верхнего и нижнего продуктов:

$$0,0109 = G_D + G_W,$$

$$0,0109 \cdot 0,35 = G_D \cdot 0,85 + G_W \cdot 0,03,$$

откуда  $G_D = 0,00665$  и  $G_W = 0,00425$  кмоль/с.

Относительный расход исходной смеси  $F = G_F/G_D = 0,0109/0,00665 = 1,64$ .

Явный вид уравнений рабочих линий процесса:  
для верхней части колонны (уравнение (6.6))

$$y = \frac{1,95}{1,95+1}x + \frac{0,85}{1,95+1} = 0,661x - 0,288;$$

для нижней части колонны (6.7)

$$y = \frac{1,95+1,64}{1,95+1}x - \frac{1,64-1}{1,95+1}0,03 = 1,22x - 0,00651.$$

Рабочие линии процесса наносятся на рисунок с равновесной кривой (аналог рис. 6.4). Построение прямоугольных ступенек между рабочими линиями и равновесной кривой дает числа теоретических тарелок: для верхней части колонны 8 и для нижней части колонны 5. Следовательно, числа реальных тарелок  $8/0,76 \approx 11$  и  $5/0,76 \approx 7$ . Общее число реальных тарелок составляет  $11 + 7 = 18$ .

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

**6.1.** Простой перегонке под атмосферным давлением подвергаются 2600 кг смеси уксусной кислоты и воды. Молярная доля уксусной кислоты в исходной смеси 10 %, в остатке – 50 %. Определить массу остатка и дистиллята и состав дистиллята. Данные о равновесных составах см. в табл. XLIII.

**6.2.** Крезол ( $\text{CH}_3\text{C}_6\text{H}_4\text{OH}$ ) перегоняется с водяным паром а) под атмосферным давлением; б) под давлением 300 мм рт. ст. Определить: температуру перегонки, массовую долю крезола в получаемой смеси, объемную долю крезола в паре и его парциальное давление. Принять  $\phi = 0,8$ . Давление насыщенного пара крезола – см. рис. XI (м-крезол).

**6.3.** Глицерин очищается перегонкой с перегретым водяным паром при  $230^\circ\text{C}$  под вакуумом 590 мм рт. ст. Степень насыщения водяного пара парами глицерина 0,75. Определить расход пара, уходящего с 1 т глицерина. Сырой глицерин подается при температуре перегонки. Аппарат имеет внешний обогрев. Как изменится состав паровой смеси, если повысить вакуум до 620 мм рт. ст.? Температура кипения чистого глицерина под давлением 760 мм рт. ст.

290 °С, а под давлением 50 мм рт. ст. – 205 °С. Воспользоваться правилом линейности, взяв в качестве стандартной жидкости воду (табл. XXXIV).

6.4. Смесь бензола и толуола кипит при 95 °С под давлением 760 мм рт. ст. При 95 °С давление насыщенного пара бензола  $P_6 = 1167$  мм рт. ст.; давление насыщенного пара толуола  $P_7 = 480$  мм рт. ст. Найти состав кипящей жидкости, считая, что смесь характеризуется законом Рауля. Если жидкость будет содержать в два раза меньше толуола, то под каким давлением она будет кипеть при той же температуре?

6.5. Определить равновесные составы жидкости и пара для смеси метанол – вода при температуре 50 °С: а) под давлением 300 мм рт. ст.; б) под давлением 500 мм рт. ст., считая, что смесь характеризуется законом Рауля. Объяснить полученный для случая б) результат.

6.6. Построить кривую равновесия  $x - y^*$  при общем давлении 2 кгс/см<sup>2</sup> для смеси гексан – гептан, считая применимым закон Рауля. Давление насыщенных паров чистых компонентов см. номограмму (рис. XI).

6.7. Определить состав равновесного пара над жидкой смесью, для которой молярная доля воды 10 %, уксусной кислоты 50 % и ацетона 40 %, при  $t = 80$  °С, считая, что компоненты смеси следуют закону Рауля.

6.8. В ректификационную колонну непрерывного действия поступает жидкость с молярной долей легколетучего компонента 24 %. Молярная доля легколетучего компонента в дистилляте 95 %, в кубовом остатке – 3 %. В дефлегматор поступает 850 кмоль/ч пара, а в колонну из дефлегматора 670 кмоль/ч флегмы. Определить молярный расход кубового остатка.

6.9. Определить аналитически абсциссы точек пересечения рабочих линий ректификационной колонны с диагональю диаграммы  $y - x$  и друг с другом.

6.10. В ректификационной колонне непрерывного действия разгоняется смесь этанола и воды. Уравнение рабочей линии нижней части колонны:  $y = 1,28x - 0,0143$ . Определить массовую долю спирта в кубовом остатке.

6.11. В колонну непрерывного действия подается смесь бензола и хлороформа. При ректификации получается дистиллят с массовой долей легколетучего компонента 95 %. Питающая жидкость содержит 40 % этого компонента. Найти флегмовое число, если известно, что оно в 2 раза больше минимального. Данные о равновесных составах см. в табл. XLIII.

6.12. В ректификационной колонне непрерывного действия разгоняется под атмосферным давлением 340 кмоль/ч смеси вода –

уксусная кислота. Ордината точки пересечения рабочих линий 0,48. Уравнение рабочей линии верхней части колонны:  $y = 0,84x + 0,15$ . Расход пара, поступающего в дефлегматор, 550 кмоль/ч. Определить массовый расход кубового остатка и массовую долю уксусной кислоты в нем.

**6.13.** В ректификационную колонну непрерывного действия подается 1000 кмоль/ч смеси, в которой молярная доля пентана 30 % и гексана 70 %. В верхнем продукте молярная доля пентана 95 %, в нижнем – молярная доля гексана 90 %. Определить массовый расход верхнего и нижнего продуктов, а также расход пара, конденсирующегося в дефлегматоре, если известно, что флегмовое число  $R = 3$ .

**6.14.** Из ректификационной колонны выходит 1100 кг/ч дистиллята с массовой долей легколетучего компонента 98,5 % и 3650 кг/ч кубового остатка с массовой долей второго компонента 96,6 %. Число флегмы 2,94. Определить: а) массовую долю легколетучего компонента в питании колонны; б) расход пара, поступающего из колонны в дефлегматор.

**6.15.** На одной из тарелок ректификационной колонны в верхней (укрепляющей) ее части кипит смесь азота и кислорода. Молярная доля азота в жидкости, стекающей с тарелки, 50 %. Найти состав жидкости, стекающей сверху на данную тарелку, если одна ступень изменения концентрации соответствует одной тарелке. Число флегмы 2,3. Верхний продукт принять за чистый азот. Данные о равновесных составах см. в табл. XLIII.

**6.16.** На одной из тарелок верхней части ректификационной колонны находится жидкость, молярная доля легколетучего компонента в которой 65 %. Колонна работает при флегмовом числе  $R = 2,5$ . Молярная доля легколетучего компонента в дистилляте 98 %.

Определить составы пара, приходящего на указанную тарелку и уходящего с нее, если коэффициент обогащения тарелки  $\eta = 0,75$ , смесь следует закону Рауля, коэффициент относительной летучести  $\alpha = 2,5$ . Жидкость на тарелке полностью перемешивается.

**6.17.** В ректификационной колонне непрерывного действия молярные составы:  $x_D = 90 \%$ ,  $x_F = 30 \%$ ,  $x_W = 3 \%$ ;  $R = 8$ . Определить состав пара, приходящего на тарелку, где в жидкости молярная доля легколетучего компонента: а) 75 % и б) 15 %.

**6.18.** В ректификационной колонне непрерывного действия получается 200 кг/ч 70 %-й (молярная доля) уксусной кислоты. Смесь уксусной кислоты с водой поступает в колонну при температуре кипения. Молярная доля уксусной кислоты в исходной смеси 31 %. С верха колонны отгоняется смесь с молярной долей уксусной ки-

слоты 8 %. Давление в колонне атмосферное. Определить число ступеней изменения концентрации при числе флегмы 4. Определить также расход в кубе колонны греющего пара ( $p_{\text{абс}} = 4 \text{ кгс/см}^2$ ), имеющего влажность 5 %. Тепловые потери составляют 4 % от полезно затрачиваемой теплоты. Данные о равновесных составах см. в табл. XLIII.

6.19. Уравнения рабочих линий ректификационной колонны для разделения смеси бензола и толуола под атмосферным давлением:  $y = 0,723x + 0,263$ ;  $y = 1,25x - 0,0188$ . В колонну подается 75 кмоль/ч смеси при температуре кипения. Греющий пар в кубе колонны имеет избыточное давление 3 кгс/см<sup>2</sup>. Определить требуемую поверхность нагрева в кубе колонны и расход греющего пара, имеющего влажность 5 %. Коэффициент теплопередачи в кубе  $K = 580 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Тепловыми потерями пренебречь. Температуру кипения жидкости в кубе принять как для чистого толуола.

6.20. В ректификационную колонну непрерывного действия подается смесь вода – этанол, массовая доля спирта в которой 10 %. Определить расход теплоты в кубе колонны и количество отводимой теплоты в дефлегматоре на 1 кг дистиллята, в котором массовая доля спирта 94 %, если кубовый остаток практически не содержит спирта. Исходная смесь вводится в колонну при температуре 70 °С. Флегмовое число равно 4. Тепловыми потерями пренебречь. Обогрев глухим паром.

6.21. Производительность ректификационной колонны для разделения смеси метанол – вода составляет 1500 кг/ч дистиллята. Колонна работает под атмосферным давлением. Поверхность теплообмена дефлегматора 60 м<sup>2</sup>, коэффициент теплопередачи в нем 810 Вт/(м<sup>2</sup> · К). Определить число флегмы и расход охлаждающей воды в дефлегматоре, если она нагревается от 15 до 35 °С.

6.22. Определить требуемую поверхность и расход воды в дефлегматоре ректификационной колонны для разделения бензолно-толуольной смеси при следующих условиях: расход верхнего продукта 600 кг/ч; число флегмы 3,75; начальная и конечная температуры охлаждающей воды 20 и 45 °С; коэффициент теплопередачи 700 Вт/(м<sup>2</sup> · К). Считать верхний продукт чистым бензолом. Давление в колонне атмосферное.

6.23. Определить необходимое число тарелок в ректификационной колонне периодического действия для разгонки смеси хлороформ – бензол под атмосферным давлением. Молярная доля хлороформа в исходной смеси 38 %, в дистилляте – 97 %, в кубовом остатке после перегонки – 10 %. Коэффициент избытка флегмы 2. Данные о равновесных составах см. в табл. XLIII. На одну ступень изменения концентрации приходится 1,4 тарелки.



**6.24.** Обогрев куба ректификационной колонны, в которую подается на разделение 6 т/ч бензольно-толуольной смеси, производится паром с абсолютным давлением 0,1 МПа. Массовая доля бензола в исходной смеси 32 %. Требуемая массовая доля бензола в дистилляте 97 %, толуола в кубовом остатке – 95 %.

Определить: а) массовые расходы получаемого дистиллята и кубового остатка; б) требуемое число тарелок при числе флегмы 3,1 и при КПД тарелок  $\eta = 0,71$ ; в) расход греющего пара и расход воды в дефлегматоре при нагреве воды в нем на 15 К. Влажность греющего пара 5 %.

Смесь характеризуется законом Рауля. Тепловые потери принять в размере 3 % от полезно затрачиваемой теплоты. Питание подается в колонну при температуре кипения. Принять разность температур в кубе колонны 10 К.

**6.25.** Определить диаметр и высоту тарельчатой колонны для разделения смеси метанол – вода под атмосферным давлением. Расход исходной смеси 3 т/ч. Молярная доля метанола в питании 40 %, в дистилляте 95 %, в кубовом остатке 5 %. Скорость пара в колонне 0,8 м/с, расстояние между тарелками  $H = 300$  мм. Зависимость коэффициента обогащения  $\eta$  от состава жидкости:

$x$	10	20	30	40	50	60	70	90
$\eta$	0,45	0,55	0,63	0,69	0,75	0,78	0,80	0,80

**6.26.** В ректификационной колонне непрерывного действия при атмосферном давлении разделяется 5,8 т/ч смеси бензол – толуол. Концентрации летучего компонента в исходной смеси 14 %, в дистилляте 90 % и в кубовой жидкости 5 % (масс.). Абсолютное давление сухого насыщенного водяного пара в кубе-испарителе (рис. 6.1) 2,5 атм. Флегмовое число равно 2,9. Вода в дефлегматоре нагревается от 24 до 40 °С. Определить: 1) явный вид уравнений рабочих линий процесса для верхней и нижней частей колонны (в мол. долях); 2) необходимые расходы греющего пара в кубе-испарителе и воды в дефлегматоре; 3) требующиеся поверхности дефлегматора и куба-испарителя при коэффициентах теплопередачи в них 800 и 1400 Вт/(м<sup>2</sup>·К) соответственно.

**6.27.** Определить необходимое количество реальных тарелок при непрерывной ректификации 2,0 т/ч смеси этанол – вода. Концентрации летучего компонента в исходной смеси, в дистилляте и в кубовой жидкости (остатке) составляют: 0,20; 0,70 и 0,05 мол. долей летучего компонента. Среднее значение коэффициента обогащения (КПД) реальных тарелок 0,62. Коэффициент избытка флегмы равен 1,4. Дать явный вид уравнений рабочих линий процесса. Вычислить расходы дистиллята и кубовой жидкости. Равновесные данные смеси взять из табл. XLIII.

## ПРИМЕР РАСЧЕТА ТАРЕЛЬЧАТОЙ РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Рассчитать ректификационную колонну непрерывного действия с ситчатыми тарелками для разделения под атмосферным давлением 10 т/ч жидкой смеси, содержащей 50 % бензола и 50 % толуола (массовые доли). Требуемая массовая доля бензола в дистилляте 96 %, массовая доля толуола в кубовом остатке 98 %. Исходная смесь подогрета до температуры кипения. Греющий пар имеет давление  $p_{\text{наб}} = 3 \text{ кгс/см}^2$ . Необходимо определить расходы дистиллята, кубового остатка, греющего пара, охлаждающей воды, флегмовое число и основные размеры колонны — ее диаметр и высоту. Определение числа тарелок выполнить: а) графически — методом теоретической тарелки; б) аналитически — методом от тарелки к тарелке — с помощью ЭВМ.

Схема ректификационной установки дана на рис. 6.16.

### 1. Материальный баланс.

Из уравнений материального баланса (6.4) и (6.5)

$$G_D + G_W = 10000;$$

$$G_D \cdot 0,96 + G_W \cdot 0,02 = 10000 \cdot 0,5$$

находятся расходы дистиллята и кубового остатка  $G_D = 5110 \text{ кг/ч}$ ;  $G_W = 4890 \text{ кг/ч}$ .

Для дальнейших расчетов составы питания, дистиллята и кубового остатка выражаются в молярных долях (в соответствии с табл. 5.2).

Питание:

$$x_F = (\bar{x}/M_6)/(\bar{x}_F/M_6 + (100 - \bar{x}_F)/M_7) = (50/78)/(50/78 + 50/92) = 0,542.$$

Дистиллят:

$$x_D = (\bar{x}_D/M_6)/(\bar{x}_D/M_6 + (100 - \bar{x}_D)/M_7) = (96/78)/(96/78 + (100 - 96)/92) = 0,965.$$

Кубовый остаток:

$$x_W = (\bar{x}_W/M_6)/(\bar{x}_W/M_6 + (100 - \bar{x}_W)/M_7) = (2/78)/(2/78 + (100 - 2)/92) = 0,023.$$

Относительный молярный расход питания:

$$F = \frac{x_D - x_W}{x_F - x_W} = \frac{0,965 - 0,023}{0,542 - 0,023} = 1,82.$$

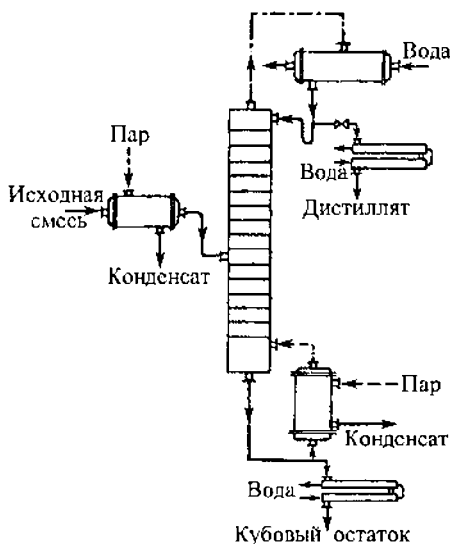


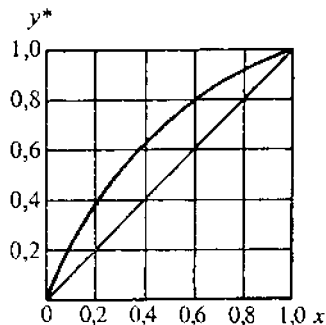
Рис. 6.16. Схема ректификационной установки непрерывного действия

Рис. 6.17. Равновесная зависимость (к примеру расчета)

Кривая равновесия (рис. 6.17)\* точек перегиба не имеет. Определяется минимальное число флегмы по уравнению (6.10):

$$R_{\min} = \frac{0,965 - 0,74}{0,74 - 0,542} = 1,135,$$

где  $y_F^* = 0,74$  — молярная доля бензола в паре, равновесном с жидкостью питания, определяется по диаграмме  $y^* - x$ .



Рабочее число флегмы находится по уравнению (6.12):

$$R = 1,3 \cdot 1,135 + 0,3 = 1,78.$$

Уравнения рабочих линий:

а) верхней (укрепляющей) части колонны

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_D}{R+1} = \frac{1,78}{1,78+1}x + \frac{0,965}{1,78+1} = 0,64x + 0,347;$$

б) нижней (исчерпывающей) части колонны

$$y = \frac{R+F}{R+1}x - \frac{F-1}{R+1}x_W = \frac{1,78+1,82}{1,78+1}x - \frac{1,82-1}{1,78+1} \cdot 0,023 = 1,30x - 0,0068.$$

## II. Определение скорости пара и диаметра колонны.

Средние составы жидкости:

а) в верхней части колонны

$$x'_{cp} = (x_F + x_D)/2 = (0,542 + 0,965)/2 = 0,754;$$

б) в нижней части колонны

$$x''_{cp} = (x_F + x_W)/2 = (0,542 + 0,023)/2 = 0,283.$$

Средние составы пара находятся по уравнениям рабочих линий:

а) в верхней части колонны

$$y'_{cp} = 0,64x'_{cp} + 0,347 = 0,64 \cdot 0,754 + 0,347 = 0,829;$$

б) в нижней части колонны

$$y''_{cp} = 1,3x''_{cp} - 0,0068 = 1,3 \cdot 0,283 - 0,0068 = 0,361.$$

Средние температуры пара определяются по диаграмме  $t - x, y^*$  (рис. 6.7):

а) при  $y'_{cp} = 0,829$   $t'_{cp} \approx 88^\circ\text{C}$ ; б) при  $y''_{cp} = 0,361$   $t''_{cp} = 103^\circ\text{C}$ .

\* В технических расчетах используют обычно экспериментальные данные о фазовом равновесии [5.7]. В этом примере использованы равновесные зависимости, полученные расчетным путем на основании закона Рауля.

Средние молярные массы и плотности пара:

$$a) M'_{cp} = 0,829 \cdot 78 + 0,171 \cdot 92 = 80,3 \text{ кг/кмоль};$$

$$\rho'_{cp} = \frac{M'_{cp} T_0}{22,4 T'_{cp}} = \frac{80,3 \cdot 273}{22,4(273+88)} = 2,71 \text{ кг/м}^3;$$

$$b) M''_{cp} = 0,361 \cdot 78 + 0,639 \cdot 92 = 87 \text{ кг/кмоль};$$

$$\rho''_{cp} = \frac{M''_{cp} T_0}{22,4 T''_{cp}} = \frac{87 \cdot 273}{22,4(273+103)} = 2,82 \text{ кг/м}^3.$$

Средняя плотность пара в колонне

$$\rho_n = (\rho'_{cp} + \rho''_{cp})/2 = (2,71 + 2,82)/2 = 2,77 \text{ кг/м}^3.$$

По данным каталога-справочника [6.6] принимается расстояние между тарелками  $h = 300 \text{ мм}$ .

Для ситчатых тарелок по графику (рис. 6.3) находится  $C = 0,032$ . Скорость пара в колонне вычисляется по уравнению (6.16):

$$w = C \sqrt{(\rho_{ж} - \rho_n) / \rho_n} = 0,032 \sqrt{(800 - 2,77) / 2,77} = 0,543 \text{ м/с}.$$

Плотности жидких фаз бензола и толуола близки. Температура в верху колонны при  $x_D = 0,965$  равняется  $82^\circ\text{C}$ , а в кубе-испарителе при  $x_W = 0,023$  она равна  $109^\circ\text{C}$  (рис. 6.7).

Плотность жидкого бензола при  $82^\circ\text{C}$   $\rho_b = 813 \text{ кг/м}^3$ , а жидкого толуола при  $109^\circ\text{C}$   $\rho_t = 783 \text{ кг/м}^3$  (табл. III).

Принимается средняя плотность жидкости в колонне

$$\rho_{ж} = (813 + 783)/2 \approx 800 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный расход проходящего через колонну пара при средней температуре в колонне  $t_{cp} = (88 + 103)/2 \approx 96^\circ\text{C}$ :

$$V = \frac{G_D(R+1)22,4T_{cp}p_0}{M_D T_0 \cdot 3600 p} = \frac{5110(1,78+1)22,4(273+96)1,033}{78,5 \cdot 273 \cdot 3600 \cdot 1} = 1,52 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $M_D$  — молярная масса дистиллята, равная

$$M_D = 0,965 \cdot 78 + 0,035 \cdot 92 = 78,5 \text{ кг/кмоль}.$$

Диаметр колонны

$$D = \sqrt{V / (0,785w)} = \sqrt{1,52 / (0,785 \cdot 0,543)} = 1,89 \text{ м}.$$

По каталогу-справочнику [6.6] берется  $D = 1800 \text{ мм}$ . Тогда скорость пара в колонне

$$w = V / (0,785D^2) = 1,52 / (0,785 \cdot 1,8^2) = 0,598 \approx 0,60 \text{ м/с}.$$

### III. Гидравлический расчет тарелок.

Принимаются следующие размеры ситчатой тарелки (рис. 6.18): диаметр отверстий  $d_0 = 4 \text{ мм}$ , высота сливной перегородки  $h_n = 40 \text{ мм}$ . Свободное сечение тарелки (суммарная площадь отверстий) 8% от общей площади тарелки. Площадь, занимаемая двумя сегментными переливами, составляет 20% от общей площади тарелки.

Рис. 6.18. Схема переливного устройства ситчатой тарелки (к примеру расчета)

Рассчитывается гидравлическое сопротивление тарелки в верхней и нижней частях колонны по уравнению (1.43):

а) Верхняя часть колонны.

Гидравлическое сопротивление сухой тарелки:

$$\Delta p_{\text{тар}} = \zeta \rho_{\text{п}} w_0^2 / 2 = 1,82 \cdot 2,71 \cdot 7,5^2 / 2 = 138 \text{ Па},$$

где  $\zeta = 1,82$  – коэффициент сопротивления неорошаемых ситчатых тарелок со свободным сечением 7–10 %;  $w_0 = 0,60/0,08 = 7,5$  м/с – скорость пара в отверстиях тарелки.

Сопротивление, обусловленное силами поверхностного натяжения:

$$\Delta p_{\sigma} = 4\sigma/d_0 = 4 \cdot 20,5 \cdot 10^{-3} / 0,004 = 20,5 \text{ Па},$$

где  $\sigma = 20,5 \cdot 10^{-3}$  Н/м – поверхностное натяжение жидкости при средней температуре в верхней части колонны 88 °С (у бензола и толуола практически одинаковое поверхностное натяжение),  $d_0 = 0,004$  м – диаметр отверстий тарелки.

Сопротивление парожидкостного слоя на тарелке

$$\Delta p_{\text{шж}} = 1,3 h_{\text{пж}} \rho_{\text{шж}} g.$$

Высота парожидкостного слоя (рис. 6.18)

$$h_{\text{пж}} = h_{\text{п}} + \Delta h.$$

Значение  $\Delta h$  – высота слоя над сливной перегородкой – рассчитывается по формуле

$$\Delta h = \left( \frac{V_{\text{ж}}}{1,85 \Pi k} \right)^{2/3},$$

где  $V_{\text{ж}}$  – объемный расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $\Pi$  – периметр сливной перегородки, м;  $k = \rho_{\text{шж}}/\rho_{\text{ж}}$  – отношение плотности парожидкостного слоя (пены) к плотности жидкости, приблизительно принимаемое равным 0,5.

Объемный расход жидкости в верхней части колонны

$$V_{\text{ж}} = \frac{G_D R M_{\text{ср}}}{M_D \rho_{\text{ж}}} = \frac{5110 \cdot 1,78 \cdot 81,4}{3600 \cdot 78,5 \cdot 800} = 0,00328 \text{ м}^3/\text{с},$$

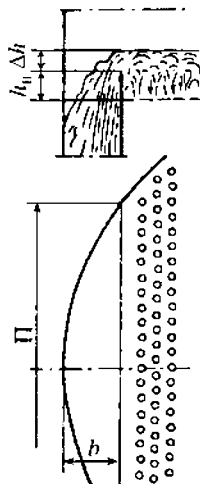
где  $M_{\text{ср}} = 0,754 \cdot 78 + 0,246 \cdot 92 = 81,4$  кг/кмоль – средняя молярная масса жидкости.

Периметр сливной перегородки  $\Pi$  (рис. 6.18) находится из системы уравнений

$$(\Pi/2)^2 + (R_{\text{т}} - b)^2 = R_{\text{т}}^2;$$

$$0,1 \pi R_{\text{т}}^2 = \frac{2}{3} \Pi b,$$

где  $R_{\text{т}} = 0,9$  м – радиус тарелки;  $\frac{2}{3} \Pi b$  – приближенное значение площади сегмента.



Решение дает:  $\Pi = 1,32 \text{ м}$ ;  $b = 0,289 \text{ м}$ . Находится  $\Delta h$ :

$$\Delta h = \left( \frac{0,00328}{1,85 \cdot 1,32 \cdot 0,5} \right)^{2/3} = 0,0193 \text{ м}.$$

Высота парожидкостного слоя на тарелке

$$h_{\text{пж}} = h_{\text{ц}} + \Delta h = 0,04 + 0,0193 = 0,0593 \text{ м}.$$

Сопротивление парожидкостного слоя

$$\Delta p_{\text{пж}} = 1,3 h_{\text{пж}} k \rho_{\text{пж}} g = 1,3 \cdot 0,0593 \cdot 0,5 \cdot 800 \cdot 9,81 = 302 \text{ Па}.$$

Общее гидравлическое сопротивление тарелки в верхней части колонны

$$\Delta p' = \Delta p_{\text{тар}} + \Delta p_{\sigma} + \Delta p_{\text{пж}} = 138 + 20,5 + 302 = 461 \text{ Па}.$$

б) Аналогичные расчеты для нижней части колонны:

$$\Delta p_{\text{тар}} = 1,82 \cdot 7,5^2 \cdot 2,82/2 = 144 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{\sigma} = 4 \cdot 18,8 \cdot 10^{-3}/0,004 = 18,8 \text{ Па}$$

( $18,8 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$  – поверхностное натяжение жидкости при  $t_{\text{ср}} = 103^\circ \text{C}$ );

$$V_{\text{ж}} = \left( \frac{G_D R}{M_D} + \frac{G_F}{M_F} \right) \frac{M_{\text{ср}}}{\rho_{\text{ж}}} = \left( \frac{5110 \cdot 1,78}{78,5} + \frac{10000}{84,4} \right) \frac{88}{3600 \cdot 800} = 0,00717 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$(M_F = 0,542 \cdot 78 + 0,458 \cdot 92 = 84,4 \text{ кг/кмоль};$$

$$M_{\text{ср}} = 0,283 \cdot 78 + 0,717 \cdot 92 = 88 \text{ кг/кмоль});$$

$$\Delta h = \left( \frac{0,00717}{1,85 \cdot 1,32 \cdot 0,5} \right)^{2/3} = 0,0325 \text{ м};$$

$$h_{\text{пж}} = 0,04 + 0,0325 = 0,0725 \text{ м},$$

$$\Delta p_{\text{пж}} = 1,3 \cdot 0,0725 \cdot 0,5 \cdot 800 \cdot 9,81 = 369 \text{ Па}.$$

Общее гидравлическое сопротивление тарелки в нижней части колонны

$$\Delta p'' = 144 + 18,8 + 369 = 532 \text{ Па}.$$

Соблюдается ли при расстоянии между тарелками  $h = 0,3 \text{ м}$ , необходимое для нормальной работы тарелок условие отсутствия пробоя переточного устройства восходящим потоком пара? Проверка производится для нижней части колонны, для которой гидравлическое сопротивление тарелок  $\Delta p$  больше:

$$h > 1,8 \Delta p'' / (\rho_{\text{ж}} g) = 1,8 \cdot 532 / (800 \cdot 9,81) = 0,122 \text{ м}.$$

Указанное выше условие соблюдается, следовательно, перепад давления в потоке пара не выбрасывает вверх столб жидкости в переливном устройстве.

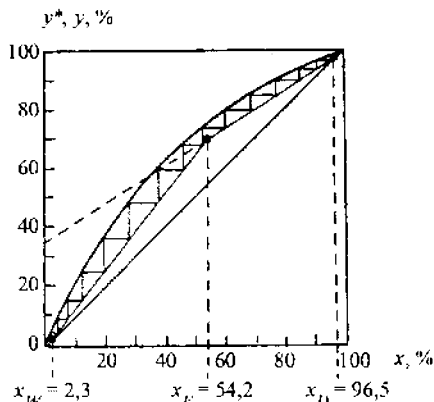
Проверяется равномерность работы тарелок, для чего рассчитывается минимальная скорость пара в отверстиях  $w_{0, \text{мин}}$ , достаточная для того,

Рис. 6.19. Графическое определение числа ступеней изменения концентрации (к примеру расчета)

чтобы ситчатая тарелка работала всеми отверстиями:

$$w_{0, \text{мин}} = 0,67 \sqrt{g \rho_{\text{ж}} h_{\text{пж}} / (\zeta \rho_{\text{п}})} = \\ = 0,67 \sqrt{9,81 \cdot 800 \cdot 0,0725 / (1,82 \cdot 2,82)} = \\ = 7,05 \text{ м/с.}$$

Рассчитанная скорость  $w_{0, \text{мин}} < w_0 = 7,5 \text{ м/с}$ ; следовательно, тарелки будут работать равномерно всеми отверстиями.



#### IV. Определение числа тарелок и высоты колонны.

а) На диаграмму  $y^*, y - x$  наносятся рабочие линии верхней и нижней частей колонны (рис. 6.19) и путем построения прямоугольных ступеней между равновесной кривой и рабочими линиями находится число ступеней изменения концентрации  $n_T$ . В верхней части колонны  $n_T' \approx 7$ , в нижней части  $n_T'' \approx 8$ , всего 15 ступеней.

Число необходимых действительных тарелок рассчитывается по уравнению (6.18), согласно которому необходимо предварительно вычислить среднее значение КПД по соотношению (6.19).

Для определения среднего КПД тарелок  $\eta$  находятся коэффициент относительной летучести компонентов  $\alpha = P_6/P_7$  и динамическая вязкость исходной смеси  $\mu$  при средней температуре в колонне  $96^\circ\text{C}$ .

При этой температуре давление насыщенного пара бензола  $P_6 = 1204 \text{ мм рт. ст.}$ , толуола  $P_7 = 492,5 \text{ мм рт. ст.}$  (рис. XIII), откуда  $\alpha = 1204/492,5 = 2,45$ .

Динамическая вязкость бензола при  $96^\circ\text{C}$  равна  $0,27 \text{ сП}$ , толуола —  $0,29 \text{ сП}$ . Принимаем динамическую вязкость смеси исходного состава как среднее арифметическое значение  $\mu = 0,28 \text{ сП} = 0,28 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

Тогда  $\alpha \mu = 2,45 \cdot 0,28 = 0,685$ .

По графику (рис. 6.5) находится  $\eta = 0,53$ . Длина пути, проходимого жидкостью на тарелке (рис. 6.18):

$$l = D - 2b = 1,8 - 2 \cdot 0,289 = 1,22 \text{ м.}$$

По графику (рис. 6.6) находится значение поправки на длину пути  $\Delta = 0,105$ . Средний КПД тарелок определяется по уравнению (6.19):

$$\eta_i = \eta(1 + \Delta) = 0,53(1 + 0,105) = 0,59.$$

Для сравнения рассчитывается средний КПД тарелки  $\eta_0$  по критериальной формуле, полученной путем обработки многочисленных опытных данных для колпачковых и ситчатых тарелок:

$$\eta_0 = 0,068 K_1^{0,10} K_2^{0,115}.$$

В этой формуле безразмерные комплексы

$$K_1 = \frac{Re_{\pi}}{S_{св}} Pr'_{ж} \frac{\mu_{\pi}}{\mu_{ж}} = \frac{wh_{\pi} \rho_{\pi}}{S_{св} \mu_{\pi}} \frac{\mu_{ж}}{\rho_{ж} D_{ж}} \frac{\mu_{\pi}}{\mu_{ж}} = \frac{wh_{\pi} \rho_{\pi}}{S_{св} \rho_{ж} D_{ж}};$$

$$K_2 = \frac{Re_{\pi}}{We} Pr'_{ж} \frac{\nu_{\pi}}{\nu_{ж}} = \frac{wh_{\pi} \sigma}{\nu_{\pi} \rho_{ж} w^2 h_{\pi}} \frac{\nu_{ж} \nu_{\pi}}{D_{ж} \nu_{ж}} = \frac{\sigma}{w \rho_{ж} D_{ж}},$$

где  $w$  – скорость пара в колонне, м/с;  $S_{св}$  – относительная площадь свободного сечения тарелки;  $h_{\pi}$  – высота сливной перегородки, м;  $\rho_{\pi}$  и  $\rho_{ж}$  – плотности пара и жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $D_{ж}$  – коэффициент диффузии легколетучего компонента в исходной смеси, определяемый по формуле (5.24), м<sup>2</sup>/с;  $\sigma$  – поверхностное натяжение жидкости питания, Н/м.

Физико-химические константы рассчитываются при средней температуре в колонне. Предварительно рассчитывается коэффициент диффузии  $D_{ж}$ :

$$D_{ж} = 7,4 \cdot 10^{-12} (1,84,4)^{0,5} 369 / (0,28 \cdot 96^{0,6}) = 5,8 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с},$$

где  $\beta = 1$ ;  $\mu_{ж} = 0,28 \text{ сП} = 0,28 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;  $M = M_F = 84,4 \text{ кг/моль}$ ;  $\nu = 6 \cdot 14,8 + 6 \cdot 3,7 - 15 = 96$ ;  $T = 96 + 273 = 369 \text{ К}$ .

Безразмерные комплексы

$$K_1 = 0,6 \cdot 0,04 \cdot 2,77 / 0,08 \cdot 800 \cdot 5,8 \cdot 10^{-9} = 1,79 \cdot 10^5;$$

$$K_2 = 19,7 \cdot 10^{-3} / 0,6 \cdot 800 \cdot 5,8 \cdot 10^{-9} = 0,71 \cdot 10^4.$$

Средний КПД тарелки

$$\eta_0 = 0,068 (1,79 \cdot 10^5)^{0,10} (0,71 \cdot 10^4)^{0,115} = 0,63,$$

что близко к найденному значению  $\eta_0$ .

Число тарелок определяется по наименее благоприятному значению  $\eta_l$  в верхней части колонны

$$n' = n'_l / \eta_l = 7 / 0,59 = 12;$$

в нижней части колонны

$$n'' = n''_l / \eta_l = 8 / 0,59 = 14.$$

Общее число тарелок  $n = 26$ , с запасом принимается  $n = 30$ , из них в верхней части колонны 14 и в нижней части 16 тарелок.

Высота тарельчатой части колонны

$$H_T = (n - 1)h = (30 - 1)0,300 = 8,70 \text{ м}.$$

Общее гидравлическое сопротивление тарелок

$$\Delta p = \Delta p'_n + \Delta p''_n = 461 \cdot 14 + 532 \cdot 16 = 14\,950 \text{ Па} \approx 0,15 \text{ кгс/см}^2.$$

б) Система уравнений, позволяющая аналитически определить составы пара и жидкости на каждой тарелке и число тарелок, включает в себя уравнение равновесия, уравнение рабочих линий частей колонны (6.6) и (6.7), выражение для коэффициента обогащения (6.20).

Расчет состоит в последовательном определении в сечениях колонны между тарелками составов пара и жидкости ( $y_i$ ,  $x_i$ ).

Нижние индексы у составов пара и жидкости отвечают номеру сечения. Номер тарелки совпадает с номером расположенного под ней сечения (рис. 6.20).

Принимается, что: 1) коэффициент относительной летучести разделяемых жидкостей постоянен; 2) коэффициент обогащения всех тарелок постоянен; 3) куб-испаритель не обладает разделяющим действием, т. е.



Рис. 6.20. К потарелочному расчету ректификационной колонны численным методом:

$i, i+1$  – номера сечений, между которыми находится  $i$ -я тарелка

выходящий из него пар имеет тот же состав, что и кубовый остаток ( $y_1 = x_W$ ).

Алгоритм потарелочного расчета может быть представлен в виде следующей блок-схемы:

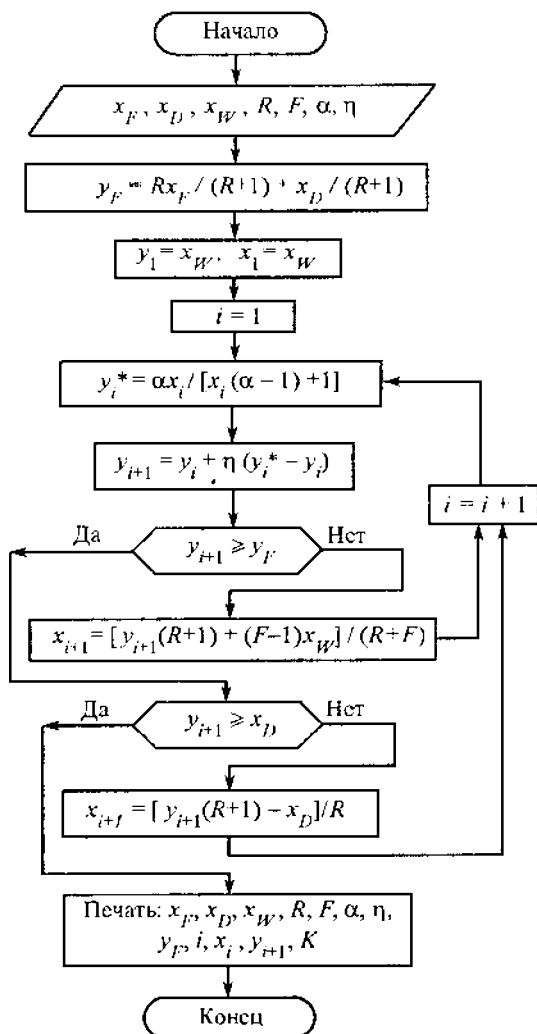
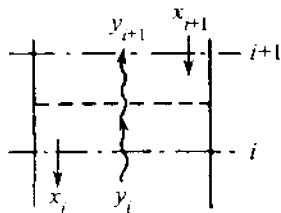


Таблица 6.2

Номер тарелки	x, %	y, %	Номер тарелки	x, %	y, %
1	2,300	4,160	13	52,64	70,82
2	3,737	6,829	14	56,40	73,88
3	5,798	10,53	15	61,18	77,15
4	8,656	15,43	16	66,29	80,49
5	12,44	21,57	17	71,50	83,74
6	17,18	28,72	18	76,58	86,79
7	22,70	36,46	19	81,33	89,52
8	28,68	44,23	20	85,61	91,92
9	34,68	51,49	21	89,35	93,95
10	40,29	57,87	22	92,51	95,56
11	45,21	63,20	23	95,15	97,01
12	49,33	67,49			

Результаты расчета по приведенному алгоритму представлены в табл. 6.2.

Составы жидкости и пара, покидающих тарелки колонны

$$x_F = 54,2; x_D = 96,5; x_W = 2,3; y_F = 69,4; R = 1,78; F = 1,82; \\ \alpha = 2,45; \eta = 0,59.$$

#### V. Тепловой расчет.

Количество теплоты, отдаваемое конденсирующимся паром охлаждающей воде в дефлегматоре-конденсаторе, вычисляется по уравнению (6.14):

$$Q_d = (5110/3600)(1 + 1,78)392 = 1550 \text{ кВт}.$$

Здесь  $r_D = \bar{x}_D r_b + (1 - \bar{x}_D) r_t = 0,96 \cdot 392,4 + 0,04 \cdot 377,8 = 392 \text{ кДж/кг}$ , где  $r_b$  и  $r_t$  — удельные теплоты конденсации бензола и толуола при  $82^\circ\text{C}$  (табл. XII).

Тепловой поток, получаемый в кубе-испарителе от греющего пара, находится по уравнению (6.13):

$$Q_k = 1,03(1550 + (5110/3600)0,46 \cdot 4,19 \cdot 82 + (4890/3600)0,45 \cdot 4,19 \cdot 109 - \\ - (10\,000/3600)0,455 \cdot 4,19 \cdot 91,5) = 1615 \text{ кВт}.$$

Здесь тепловые потери  $Q_{\text{пот}}$  приняты в размере 3 % от полезно затрачиваемой теплоты; удельные теплоемкости взяты соответственно при  $t_D = -82^\circ\text{C}$ ,  $t_W = 109^\circ\text{C}$  и  $t_F = 91,5^\circ\text{C}$  (рис. IX); температура кипения исходной смеси  $t_F = 91,5^\circ\text{C}$  определена по рис. 6.7.

Тепловой поток в паровом подогревателе исходной смеси

$$1,05 G_F c_F (t_F - t_n) = 1,05 (10\,000/3600) 0,425 \cdot 4,19 (91,5 - 18) = 382 \text{ кВт}.$$

Здесь тепловые потери приняты в размере 5 %, удельная теплоемкость исходной смеси  $c_F = (0,5 \cdot 0,43 + 0,5 \cdot 0,42) 4,190 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$  взята при средней температуре  $(91,5 + 18)/2 \approx 55^\circ\text{C}$ .

Количество теплоты, отдаваемое охлаждающей воде в холодильнике дистиллята:

$$G_D c_D (t_D - t_K) = (5110/3600) 0,43 \cdot 4,19 (82 - 25) = 145 \text{ кВт},$$

где удельная теплоемкость дистиллята  $c_D = 0,43 \cdot 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$  взята при средней температуре  $(82 + 25)/2 \approx 54^\circ \text{C}$ ,  $25^\circ \text{C}$  – принятая конечная температура охлаждаемого дистиллята (и кубового остатка).

Количество теплоты, отдаваемое охлаждающей воде в холодильнике кубового остатка:

$$G_W c_W (t_W - t_K) = (48/3600) 0,425 \cdot 4,19 (109 - 25) = 203 \text{ кВт},$$

где удельная теплоемкость кубового остатка  $c_W = 0,425 \cdot 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$  взята при средней температуре  $(109 + 25)/2 = 67^\circ \text{C}$ .

Расход греющего пара, имеющего давление  $p_{\text{исс}} = 4 \text{ кгс/см}^2$  и влажность 5 %:

а) в кубе-испарителе

$$G_{\text{г.п}} = Q_K / (r_{\text{г.п}} x) = 1615 / (2141 \cdot 0,95) = 0,794 \text{ кг/с},$$

где  $r_{\text{г.п}} = 2141 \text{ кДж/кг}$  – удельная теплота конденсации греющего пара;

б) в подогревателе исходной смеси

$$G_{\text{г.п}} = 382 / (2141 \cdot 0,95) = 0,188 \text{ кг/с}.$$

Общий расход греющего пара на установку

$$0,794 + 0,188 = 0,982 \text{ кг/с (3,54 т/ч)}.$$

Расход охлаждающей воды при нагреве ее на  $20^\circ \text{C}$

а) в дефлегматоре

$$V'_B = \frac{Q_D}{c_B (t_K - t_H) \rho_B} = \frac{1550}{4,19 \cdot 20 \cdot 1000} = 18,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

б) в водяном холодильнике дистиллята

$$V''_B = 145 / (4,19 \cdot 20 \cdot 1000) = 1,74 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

в) в водяном холодильнике кубового остатка

$$V'''_B = 203 / (4,19 \cdot 20 \cdot 1000) = 2,42 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Общий расход охлаждающей воды на всю установку

$$V_B = 0,0185 + 0,00174 + 0,00242 = 22,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с (81,7 м}^3/\text{ч)}.$$

## ЭКСТРАГИРОВАНИЕ

Экстрагированием называется процесс извлечения одного или нескольких компонентов из смеси, находящейся в жидком или в твердом состоянии, путем обработки растворителем (экстрагентом), избирательным по отношению к извлекаемому компоненту.

### ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

В процессе жидкостной экстракции целевой компонент находится в исходном растворителе в состоянии раствора, при этом условием извлечения компонента из растворителя служит большая его растворимость в экстрагенте по отношению к растворимости в первоначальном растворителе. При этом исходный растворитель и экстрагент не должны растворяться друг в друге.

При экстрагировании из твердofазного состояния подлежащий извлечению целевой компонент, как правило, заполняет внутреннюю пористую структуру нейтрального твердого тела. При этом сам извлекаемый компонент либо находится в твердofазном состоянии, либо растворен в некоторой жидкости, которая заполняет пористую структуру твердого тела.

Жидкостная экстракция часто производится в аппаратах с механическим перемешиванием. При этом создается эмульсия — механическая смесь мелких капель одной жидкости со сплошной фазой другой жидкости. Поверхностью массопередачи, через которую целевой компонент переходит от первоначального растворителя в массу экстрагента, является суммарная поверхность всех капель эмульсии. Как и в аппаратах для взаимодействия жидкой фазы с газовой или паровой фазой, здесь также существуют значительные трудности при попытках определения численных значений суммарной поверхности массопередачи. По этой основной причине расчеты скорости массопередачи в процессах экстракции, как правило, проводятся методами, исключаящими величину поверхности контакта фаз. Помимо этого, здесь существуют трудности с вычислением скорости относительного перемещения капель одной и другой жидкостей. При экстрагировании из пористых частиц добавляются трудности анализа процессов переноса извлекаемого компонента из пористой структуры материала.

Задачи по равновесным соотношениям (статике) экстрагирования решаются преимущественно графическим путем — с помощью треугольной (или прямоугольной) диаграммы.

# 1. Особенности треугольной диаграммы:

а) вершины треугольника (рис. 7.1) соответствуют чистым компонентам  $A$ ,  $B$  и  $C$ , стороны треугольника  $AB$ ,  $BC$  и  $AC$  – двухкомпонентным смесям  $A$  и  $B$ ,  $B$  и  $C$ ,  $A$  и  $C$ , точки внутри треугольника – трехкомпонентным системам (например, точка  $g$  характеризует следующий состав смеси в массовых долях:  $A$  70 %,  $B$  20 % и  $C$  10 %);

б) лучи  $Aa$ ,  $Bb$ ,  $Cc$ , проведенные из вершин треугольника, являются геометрическим местом фигуративных точек смесей с постоянным отношением содержаний двух других компонентов  $x_B/x_C$ ,  $x_A/x_C$ ,  $x_A/x_B$  соответственно;

в) линии  $dd$ ,  $ee$ ,  $ff$ , параллельные сторонам треугольника  $AC$ ,  $BC$ ,  $AB$ , являются геометрическим местом фигуративных точек смесей с постоянным содержанием компонентов  $B$ ,  $A$ ,  $C$  соответственно.

2. Правило рычага при смешении двух растворов, составы которых характеризуются на диаграмме любыми точками  $a$  и  $b$ , общий состав смеси выражается точкой  $c$ , лежащей на прямой  $ab$ , соединяющей эти точки; отрезки  $ac$  и  $bc$  обратно пропорциональны массам взятых растворов (рис. 7.2)

$$G_a + G_b = G_c.$$

Тогда

$$\left. \begin{aligned} G_a \overline{ac} &= G_b \overline{bc}; \quad G_a / \overline{bc} = G_b / \overline{ac}; \\ G_c \overline{ac} &= G_b \overline{ab}; \\ G_c \overline{bc} &= G_a \overline{ab}; \quad G_c / \overline{ab} = G_b / \overline{ac} = G_a / \overline{bc}. \end{aligned} \right\} \quad (7.1)$$

Здесь  $G_a$ ,  $G_b$ ,  $G_c$  – масса компонентов смеси  $a$ ,  $b$  и  $c$ , кг;  $x_a$ ,  $x_b$ ,  $x_c$  – массовые доли любого компонента ( $A$ ,  $B$  и  $C$ ) в смеси  $a$ ,  $b$  и  $c$ , %.

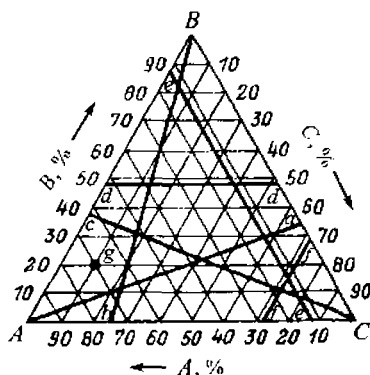


Рис. 7.1. Треугольная диаграмма равновесия трехкомпонентной смеси

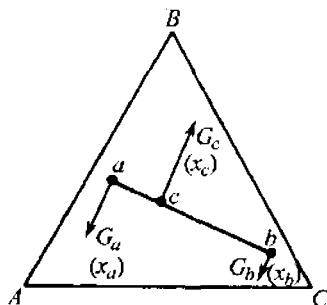


Рис. 7.2. Правило рычага в соотношениях материального баланса при экстракции

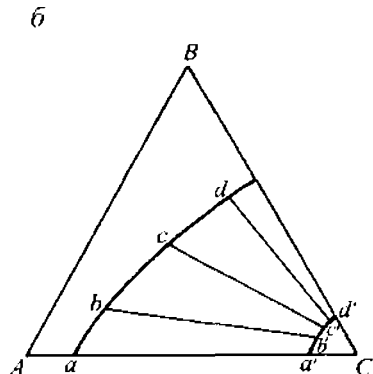
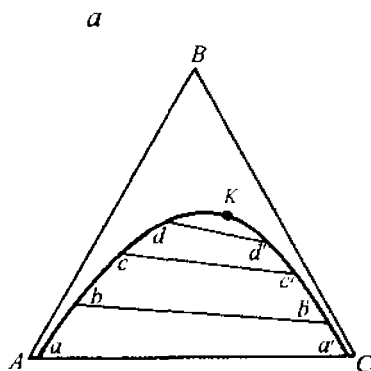


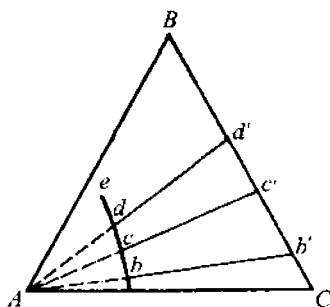
Рис. 7.3. Диаграммы изотермического равновесия систем жидкость – жидкость с одной (а) и с двумя (б) парами частично растворимых друг в друге компонентов

Эти же соотношения действительны при расслаивании смеси  $c$  на две сосуществующих фазы  $x$  и  $b$ .

3. Свойства типовых тройных систем представлены на рис. 7.3 и 7.4. Вершина треугольника  $A$  соответствует первичному растворителю (твердое тело или жидкость), вершина  $B$  – экстрагируемому компоненту, вершина  $C$  – вторичному растворителю или экстрагенту (жидкость).

На рис. 7.3: линия  $abcdKd'c'b'a'$  – пограничная (бинодальная) кривая; поле внутри этой кривой – область смесей, расслаивающихся на две сосуществующие фазы, состав которых выражается точками на кривой; поле вне пограничной кривой – область нерасслаивающихся (гомогенных) растворов; точка  $K$  – критическая точка.

На рис. 7.4: линия  $abcde$  – пограничная кривая; поле слева – область трехкомпонентных гетерогенных смесей; поле справа – область расслаивания; сторона треугольника  $BC$  характеризует



составы верхнего потока (раствор экстрагируемого вещества в растворителе); пограничная кривая характеризует составы нижнего потока (гетерогенная смесь твердого нерастворимого вещества экстрагируемого компонента и растворителя, удерживаемого в порах твердого вещества); хорды равновесия

Рис. 7.4. Диаграмма изотермического равновесия в системе твердое тело – жидкость

$bb'$ ,  $cc'$ ,  $dd'$  при своем продолжении проходят через вершину треугольника  $A$ .

4. Коэффициент распределения экстрагируемого компонента  $B$  между фазами экстракта и рафината выражается соотношением

$$k = y_B/x_R; \quad k \leq 1, \quad (7.2)$$

где  $y_B$  — массовая доля экстрагируемого компонента  $B$  в фазе экстракта, %;  $x_R$  — равновесное содержание (в массовых долях) экстрагируемого компонента  $B$  в фазе рафината, %.

### 5. Прямоугольные диаграммы.

Если взаимной растворимостью первичного ( $A$ ) и вторичного ( $C$ ) растворителей можно пренебречь, для графического расчета используют более удобную прямоугольную диаграмму в координатах  $x'_B - y'_B$  (массовые относительные доли) (рис. 7.5, б). При этом

$$\left. \begin{aligned} x'_B &= \frac{x_B}{100 - x_B} \frac{\text{кг экстрагируемого компонента}}{\text{кг первичного растворителя}} \text{ в фазе рафината;} \\ y'_B &= \frac{y_B}{100 - y_B} \frac{\text{кг экстрагируемого компонента}}{\text{кг вторичного растворителя}} \text{ в фазе экстракта.} \end{aligned} \right\} \quad (7.3)$$

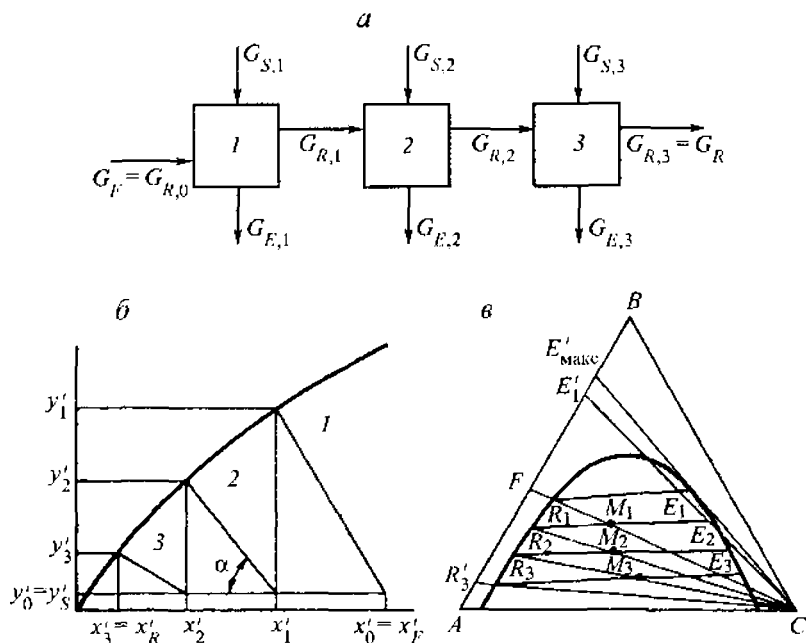


Рис. 7.5. Жидкостная экстракция в перекрестном токе

## 6. Жидкостная экстракция в перекрестном токе.

Уравнение общего материального баланса  $n$ -й ступени экстрагирования (рис. 7.5, а):

$$G_{R, n-1} + G_{S, n} = G_{R, n} + G_{E, n}, \quad (7.4)$$

где значения индексов:  $F$  – исходная смесь;  $S$  – вторичный растворитель или экстрагент;  $R$  – рафинат,  $E$  – экстракт.

Уравнение материального баланса  $n$ -й ступени по экстрагируемому компоненту:

$$G_{R, n-1}x_{n-1} + G_{S, n}y_S = G_{R, n}x_n + G_{E, n}y_n. \quad (7.5)$$

В случае, когда взаимной растворимостью первичного растворителя и экстрагента можно пренебречь, для расчета применяют прямоугольную диаграмму в координатах  $x' - y'$ .

Количество первичного растворителя  $A$  (в кг или кг/с) в исходной смеси

$$G_A = G_F(100 - x_F)/100. \quad (7.6)$$

Количество вторичного растворителя  $G_{C_n}$  (в кг или кг/с) в экстракте

$$G_{C_n} = G_S(100 - y_S)/100. \quad (7.7)$$

Уравнение рабочей линии  $n$ -й ступени:

$$y'_n = -(G_A/G_{C_n})(x'_n - x'_{n-1}) + y'_S. \quad (7.8)$$

Угол наклона  $\alpha$  рабочей линии характеризуется соотношением:

$$\operatorname{tg} \alpha = G_A/G_{C_n}. \quad (7.9)$$

Число ступеней изменения концентрации (число равновесных ступеней экстрагирования) определяется числом рабочих линий на диаграмме (рис. 7.5, б).

В случае частичной взаимной растворимости первичного растворителя и экстрагента для расчетов пользуются треугольной диаграммой (рис. 7.5, в).

Положение точки  $M_n$ , характеризующей общий состав смеси на  $n$ -й ступени, определяется по правилу рычага из соотношения потоков  $G_{R, n-1}/G_{S, n-1}$ .

Составы рафината  $x_n$  и экстракта  $y_n$ , выходящих с  $n$ -й ступени, определяются концами хорды равновесия ( $R_n$  и  $E_n$ ), проведенной через точку  $M_n$ . Количества рафината и экстракта определяются также по правилу рычага.

Необходимое число теоретических ступеней экстрагирования определяется числом хорд равновесия  $E_n R_n$ , вмещающихся при построении на диаграмме до достижения заданного состава рафината  $x_R$ .



Состав и количество экстрактов или рафината после отгонки растворителя определяются точкой пересечения луча, проведенного через вершину треугольника  $C$  и фигуративную точку сырого экстракта или рафината, со стороной  $AB$ .

#### 7. Противоточная жидкостная экстракция.

Уравнение общего материального баланса  $n$ -ступенчатой экстракционной установки (рис. 7.6, а):

$$G_F + G_S = G_R + G_E. \quad (7.10)$$

Уравнение материального баланса по экстрагируемому компоненту:

$$G_F x_F + G_S y_S = G_R x_R + G_E y_E. \quad (7.11)$$

В случае, когда взаимной растворимостью первичного растворителя и экстрагента можно пренебречь, количества чистых первичного  $G_A$  и вторичного  $G_C$  растворителей по всем ступеням установки будут одинаковыми. Тогда уравнение материального баланса по экстрагируемому компоненту:

$$G_A(x'_F - x'_R) = G_C(y'_E - y'_S). \quad (7.12)$$

Уравнение рабочей линии в координатах  $y' - x'$ :

$$y'_{n+1} = (G_A/G_C)(x'_n - x'_R) + y'_E. \quad (7.13)$$

Угол наклона рабочей линии  $\alpha$  (рис. 7.6, б) определяется из соотношения:

$$\operatorname{tg} \alpha = (G_A/G_C) = (y'_E - y'_S) / (x'_F - x'_R). \quad (7.14)$$

Необходимое число теоретических ступеней экстрагирования определяется графически (так же, как при абсорбции и ректификации).

В случае расчета процесса с помощью треугольной диаграммы (рис. 7.6, в) количества потоков выражаются положением точки  $M$ , характеризующей фиктивный (условный) общий состав смеси в экстракционной установке, и определяются по правилу рычага из соотношений

$$G_F + G_S = G_R + G_E = G_M; \\ G_F/G_S = \overline{MC}/\overline{FM}; \quad G_E/G_S = \overline{MR}/\overline{ME}. \quad (7.15)$$

Необходимое число теоретических ступеней экстрагирования определяется числом хорд равновесия  $E_n R_n$ , вмещающихся при построении на диаграмме до достижения заданного состава рафината  $x_R$ .

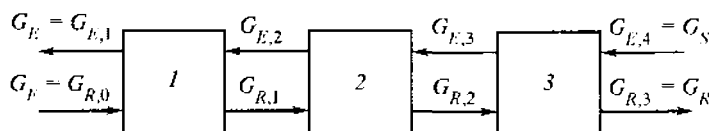
Точка  $P$ , называемая полюсом экстрагирования, является точкой пересечения прямых, проведенных через точки  $F$  и  $E$ ,  $R$  и  $C$ ,  $R_n$  и  $E_{n+1}$ , и служит для отыскания фигуративных точек экстрактов на экстракционной ветви пограничной кривой\*.

---

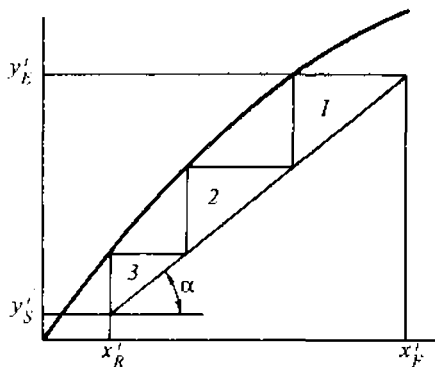
\* Полюс экстрагирования может находиться как справа, так и слева от треугольника.

# 8. Противоточная жидкостная экстракция с возвратом\*.

a



б



в

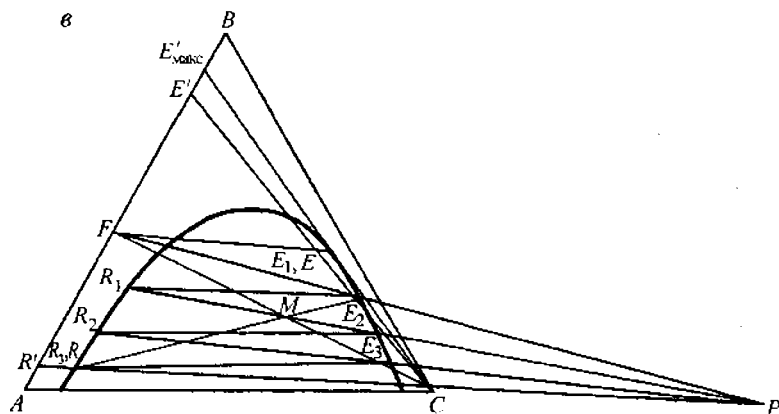


Рис. 7.6. Противоточная жидкостная экстракция

\* В зависимости от условий может применяться возврат как одного, так и обоих продуктов.

Общий материальный баланс экстракционной установки (рис. 7.7, а):

$$G_F = G'_E + G'_R \quad (7.16)$$

(здесь и в дальнейшем принято, что потоки  $G_{S,0}$ ,  $G_{S,1}$  и  $G_{S,n+1}$  представляют собой чистый растворитель  $C$ , а потоки  $G'_E$ ,  $G'_R$  не содержат растворителя).

Материальный баланс по экстрагируемому компоненту В:

$$G_F X_F = G'_E Y_E + G'_R X_R \quad (7.17)$$

Минимальные коэффициенты возврата экстракта  $R_{E_{\text{мин}}}$  и рафината  $R_{R_{\text{мин}}}$  определяются (рис. 7.7, б) точками пересечения  $P_{E_{\text{мин}}}$  и  $P_{R_{\text{мин}}}$  (полюсы экстрактной, или укрепляющей, и рафинатной, или исчерпывающей, частей колонны) хорды равновесия  $ab$ , проходящей при своем продолжении через точку  $F$ , с ординатами, проведенными через фигуративные точки  $E'$  и  $R'$ :

$$\left. \begin{aligned} R_{E_{\text{мин}}} &= G_{R,0} / G_E = \overline{P_{E_{\text{мин}}} E_1} / \overline{E_1 E}; \\ R_{R_{\text{мин}}} &= G_{R,n+1} / G_R = \overline{P_{R_{\text{мин}}} R} / \overline{R E_{n+1}}. \end{aligned} \right\} \quad (7.18)$$

Минимальным возвратам соответствует бесконечно большое число ступеней экстрагирования. Рабочие коэффициенты возврата:

$$\left. \begin{aligned} R_E &= \beta' R_{E_{\text{мин}}} = \overline{P_E E_1} / \overline{E_1 E}; \\ R_R &= \beta' R_{R_{\text{мин}}} = \overline{P_R R} / \overline{R E_{n+1}} \end{aligned} \right\} \quad (7.19)$$

где  $\beta'$  – коэффициент избытка возврата, всегда больше единицы.

Необходимое число теоретических ступеней экстрагирования определяется графически с помощью диаграмм  $X$ ,  $Y - z$ ,  $Z$  и  $X - Y$  (рис. 7.7, б). Методика построения описана в примере 7.5.

9. Кинетика процессов экстрагирования в системе жидкость–жидкость определяется основными закономерностями переноса массы (см. гл. 5).

Для создания значительной поверхности межфазового контакта одну из жидкостей диспергируют на капли, при этом экстрагируемый компонент переходит из одной жидкой (сплошной) фазы к поверхности капли и затем внутрь ее.

Коэффициент массоотдачи  $\beta$  (в м/с) от сплошной фазы к поверхности сферических капель может быть рассчитан по корреляционному соотношению

$$Nu' = 1,13(Re')^{0,50}, \quad (7.20)$$

где  $Nu' = \beta d_k / D$  – диффузионный критерий Нуссельта;  $d_k$  – диаметр капли, м;  $D$  – коэффициент диффузии экстрагируемого компонента в сплошной фазе, м<sup>2</sup>/с;  $Re' = w d_k / D$  – диффузионный критерий Пекле;  $w$  – относительная скорость капель в сплошной фазе, м/с.

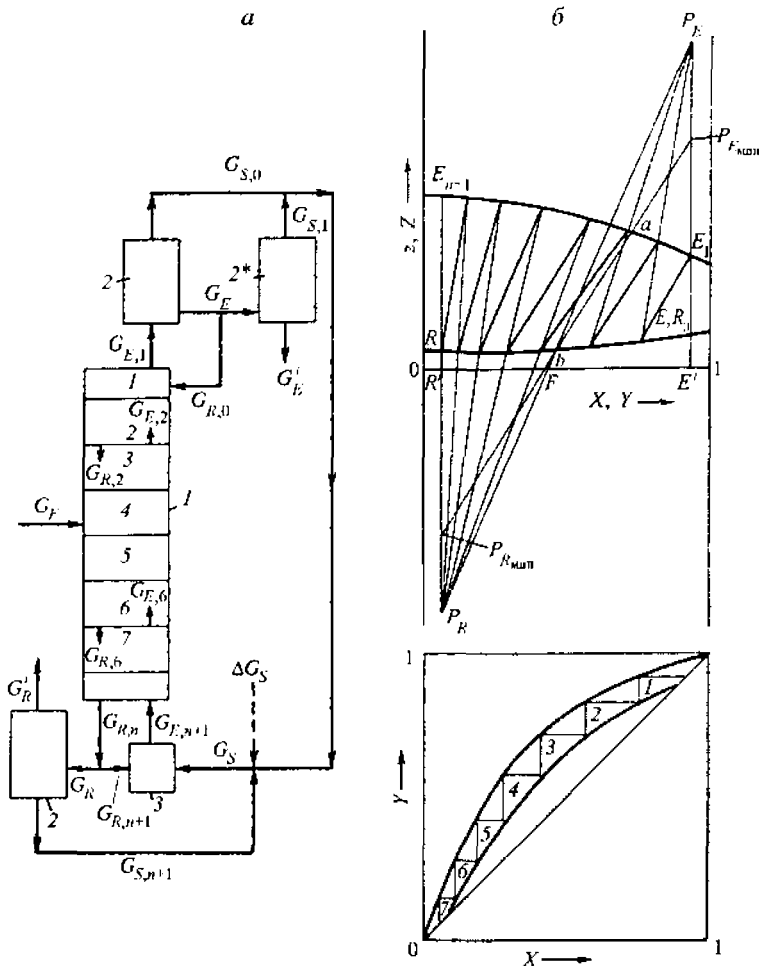


Рис. 7.7. Противоточная жидкостная экстракция с возвратом:  
1 – экстрактор; 2, 2\* – аппараты для отгонки растворителя; 3 – смеситель

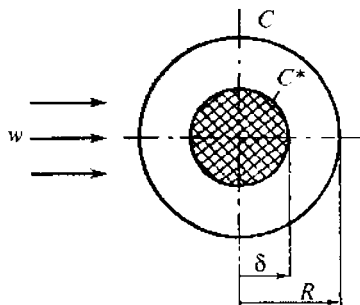
Коэффициент массоотдачи  $\beta_{\text{вн}}$  от поверхности капли в ее внутренний объем можно определить по соотношению, соответствующему условиям равномерного распределения компонента внутри капли за счет образующегося в ней вихревого движения жидкости:

$$\text{Nu}' = 0,00375 \text{Pe}', \quad (7.21)$$

где  $\text{Nu}' = \beta_{\text{вн}} d_{\text{к}} / D$  – диффузионный критерий Нуссельта,  $D$  – коэффициент диффузии компонента в жидкости, образующий каплю;  $\text{Pe}' = w d_{\text{к}} / D$  – диффузионный критерий Пекле.

Рис. 7.8. Послойное экстрагирование из сферической частицы:

$C$  – концентрация компонента в экстрагенте;  
 $C^*$  – концентрация насыщения



Коэффициенты массоотдачи в обеих фазах в общем случае используются для вычисления значений коэффициентов массопередачи (уравнения (5.13) и (5.14)), которые в свою очередь используются в уравнении (5.12) массопередачи.

Степень отработки пористой сферической частицы в процессе периодического экстрагирования может быть определена по уравнению, соответствующему условиям четкого послойного процесса извлечения твердого компонента (рис. 7.8):

$$\frac{C^* - C}{\varepsilon_m \rho_c} Fo = \frac{1}{6} - \frac{y_0^2}{2} + \frac{y_0^3}{3} + \frac{1 - y_0^3}{3Bi}, \quad (7.22)$$

где  $y_0 = \delta/R$  – степень отработки частицы радиусом  $R$ ;  $\delta$  – радиус сферического ядра, не затронутого экстрагированием, м;  $C^*$  и  $C$  – концентрация насыщения и концентрация компонента в растворителе (экстрагенте), кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_c$  и  $\varepsilon_m$  – плотность (в кг/м<sup>3</sup>) и порозность частицы;  $Fo = D_3 \tau / R^2$  – диффузионный критерий Фурье;  $D_3 = \varepsilon_m D$  – коэффициент диффузии компонента в пористой структуре наружного слоя, освободившегося от твердого извлекаемого компонента, м<sup>2</sup>/с;  $D$  – коэффициент диффузии компонента в растворителе (экстрагенте), м<sup>2</sup>/с;  $\tau$  – текущее время экстрагирования, с;  $Bi = \beta R / D_3$  – диффузионный критерий Био.

**10. Экстрагирование из твердого тела (выщелачивание) с периодической сменой растворителя.**

Уравнения материальных балансов  $n$ -й ступени те же, что и для жидкостной экстракции в перекрестном токе (рис. 7.9, а и уравнения (7.4) и (7.5)).

В случае, если обработка производится чистым растворителем  $C$ , степень «недоизвлечения» экстрагируемого вещества (отношение количества экстрагируемого вещества в остатке к количеству его в исходном материале) можно вычислить по формуле:

$$\varphi = \frac{G_{R,A} x_n}{G_F x_F} = \frac{1}{(1 + a_1)(1 + a_2)(1 + a_3) \dots (1 + a_i) \dots (1 + a_n)}, \quad (7.23)$$

где  $a_i = G_{E,i} / G'_{R,i}$  – отношение потоков: массы отделяемого раствора к массе раствора, удерживаемого твердым веществом (можно использовать и отношение объемов растворов);  $G'_{R,i} = G_{R,i} (1 - x_A)$  – масса компонентов  $B$  и  $C$ .

Если отношение потоков постоянно, т. е.  $a_1 = a_2 = a_3 = \dots = a_n = \text{const}$ , то формула упрощается:

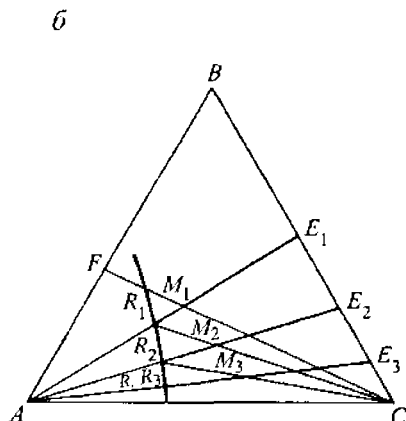
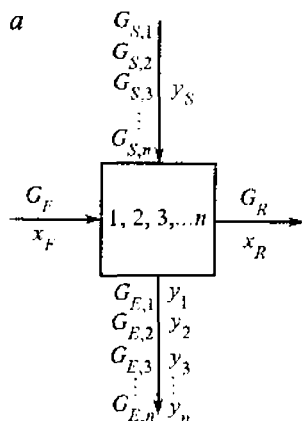


Рис. 7.9. Экстрагирование из твердого тела с периодической сменой растворителя

$$\varphi = (1 + a)^{-n_c} \quad (7.24)$$

где  $n_c$  — число ступеней экстрагирования.

Расчет с помощью треугольной диаграммы аналогичен расчету для жидкостной экстракции в перекрестном токе (рис. 7.9, б).

### 11. Противоточное экстрагирование из твердого тела.

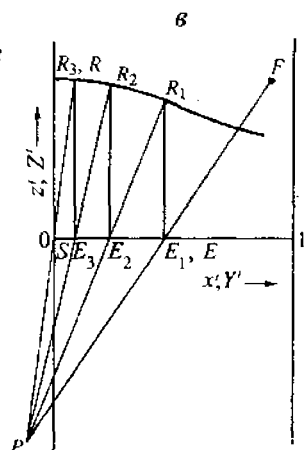
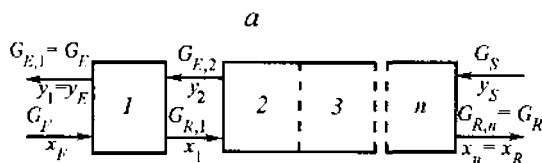


Рис. 7.10. Противоточное экстрагирование из твердого тела

Уравнения материальных балансов те же, что и для противоточной жидкостной экстракции (рис. 7.10, а и уравнения (7.10) и (7.11)).

В случае, если отношение потоков для всех ступеней, кроме первой, постоянно, т. е.  $a_2 = a_3 = \dots = a = \text{const}$ , степень недоизвлечения экстрагируемого компонента можно определить по формуле:

$$\varphi = \left\{ 1 + a_1(1 + a + a^2 + \dots + a^{n-1}) - \frac{G_S y_S}{G_{R,n} x_n} [1 + a_1(1 + a + a^2 + \dots + a^{n-2})] \right\}^{-1}. \quad (7.25)$$

Необходимое число теоретических ступеней экстрагирования  $n_c$  можно определить по формуле:

$$n_c - 1 = \lg \frac{x_R - y_S}{x_1 - y_2} / \lg \frac{y_2 - y_S}{x_1 - x_R} = \lg \frac{x_1 - y_2}{x_R - y_S} / \lg \frac{x_1 - x_R}{y_2 - y_S}. \quad (7.26)$$

Это число можно определить графически, так же как для бинарной системы, на прямоугольной диаграмме в координатах  $y' - x'$ , где  $x' = x_B / (1 - x_A)$ , т. е. масса твердого нерастворимого вещества в расчете не участвует. Уравнение линии равновесия в этом случае  $y^* = x'$ ; уравнения рабочих линий легко выводятся из уравнений материальных балансов.

В общем случае расчет можно проводить с помощью треугольной диаграммы (рис. 7.10, б) или прямоугольной диаграммы в координатах  $X', Y' - z', Z'$  (рис. 7.10, в). Методика расчета аналогична расчету для противоточной жидкостной экстракции.

## ПРИМЕРЫ

**Пример 7.1.** Бинарная смесь 1,4-диоксана с водой не может быть разделена ректификацией при атмосферном давлении вследствие образования нераздельно кипящей смеси. Для извлечения диоксана используется экстракция его из водного раствора бензолом с последующей ректификацией смеси диоксан – бензол. Определить конечное содержание диоксана в воде, если 150 кг 20 %-го раствора диоксана обрабатываются последовательно пятью порциями бензола по 100 кг каждая. В свежем растворителе массовая доля диоксана 2 %. Считать, что на каждой ступени экстрагирования достигается равновесие. Взаимной растворимостью воды и бензола пренебречь.

Данные по растворимости диоксана в воде и бензоле при 25 °С:

Массовая доля диоксана в воде, %	5,1	18,9	25,2
Равновесное содержание (в массовых долях) диоксана в бензоле, %	5,2	22,5	32,0

Решение. Массовые доли переводятся в массовые относительные доли.

Относительная массовая доля диоксана в воде

$$x' = x/(100 - x) \text{ кг диоксана/кг воды.}$$

Равновесное содержание (относительная массовая доля) диоксана в бензоле

$$y' = y/(100 - y) \text{ кг диоксана/кг бензола.}$$

При этом получается:

$x'$ , кг диоксана/кг воды	0,0537	0,233	0,337
$y'$ , кг диоксана/кг бензола	0,0548	0,291	0,471

Относительная массовая доля диоксана в исходной смеси

$$x'_F = 20/(100 - 20) = 0,25 \text{ кг диоксана/кг воды.}$$

Относительная массовая доля диоксана в свежем растворителе

$$y'_S = 2/(100 - 2) = 0,0204 \text{ кг диоксана/кг бензола.}$$

Содержание воды  $G_A$  в исходной смеси  $G_F$  можно определить по формуле:

$$G_A = G_F(100 - x_F)/100 = 150(100 - 20)/100 = 120 \text{ кг.}$$

Масса бензола  $G_C$ , приходящаяся на  $G_S = 100$  кг свежего растворителя, находится аналогично:

$$G_C = G_S(100 - y_S)/100 = 100(100 - 2)/100 = 98 \text{ кг.}$$

Тангенс угла наклона рабочих линий [формула (7.14)]

$$\operatorname{tg} \alpha = G_A/G_C = 120/98 = 1,23.$$

На рис. 7.11 через точку 1 с координатами  $x'_F$  и  $y'_S$  проводится с наклоном 1,23 : 1 прямая до пересечения с линией равновесия,

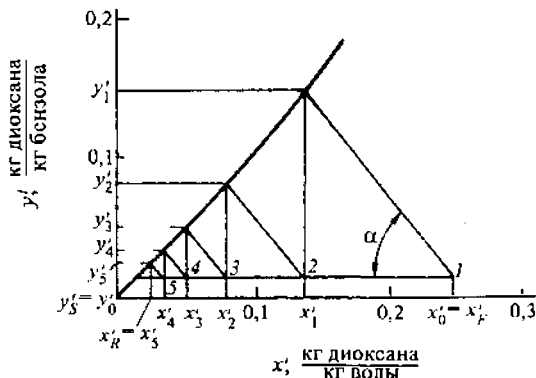


Рис. 7.11. Последовательная экстракция пятью порциями экстрагента (к примеру 7.1)



предварительно построенной по трем прежде вычисленным точкам. Координаты точки пересечения характеризуют составы экстракта  $y'_1$  и рафината  $x'_1$  первой ступени. Через точку 2 с координатами  $x'_1$  и  $y'_5$  вновь проводим прямую с наклоном 1,23 : 1 до пересечения с равновесной кривой и т. д. Относительная массовая доля диоксана в рафинате на последней ступени

$$x'_R = x'_5 = 0,022 \text{ кг диоксана/кг воды,}$$

или в массовых долях

$$x_R = x_5 = 0,022 \cdot 100 / (1 + 0,022) = 2,15 \text{ \%}.$$

**Пример 7.2.** В противоточном экстракторе непрерывного действия обрабатываются чистым бензолом сточные фенольные воды с целью очистки воды и извлечения фенола. Определить необходимый расход растворителя и число теоретических ступеней экстрагирования, если в 1 ч обрабатывается  $10 \text{ м}^3$  воды. Концентрация фенола в воде: начальная  $8 \text{ кг/м}^3$ , конечная  $0,5 \text{ кг/м}^3$ , конечная концентрация фенола в бензоле  $25 \text{ кг/м}^3$ , температура жидкостей  $25^\circ \text{C}$ .

**Решение.** Данные по равновесию:

Содержание фенола в воде $C_1$ , г-экв/л	0,0272	0,1013	0,3660
Равновесное содержание фенола в бензоле $C_2$ , г-экв/л	0,062	0,279	2,978

Составы выражаются в виде концентрации в  $\text{кг/м}^3$ :  $x' \approx 15,7 C_1$ ,  $y' \approx 15,7 C_2$ . При этом получается:

Концентрация фенола в воде $x'$ , $\text{кг/м}^3$	0,426	1,59	5,74
Равновесная концентрация фенола в бензоле $y'$ , $\text{кг/м}^3$	0,974	4,37	46,7

Необходимый расход бензола находится из уравнения материального баланса:

$$V_F(x'_R - x'_K) = V_S(y'_K - y'_R);$$

$$V_S = (10/3600)(8 - 0,5)/(25 - 0) = 0,00083 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$G_S = 0,00083 \cdot 879 = 0,73 \text{ кг/с}.$$

Число теоретических ступеней находится графически: на диаграмму равновесия, построенную по приведенным данным (рис. 7.12), наносится рабочая линия, проходящая через точки с координатами  $x'_R$ ,  $y'_K$  и  $x'_K$ ,  $y'_R$ , и между рабочей линией и равновесной кривой вписываются ступени изменения концентрации. В данном случае требуется семь ступеней.

**Пример 7.3.** По равновесным составам сосуществующих фаз (в массовых долях, %), приведенным в табл. 7.1, построить фазовые

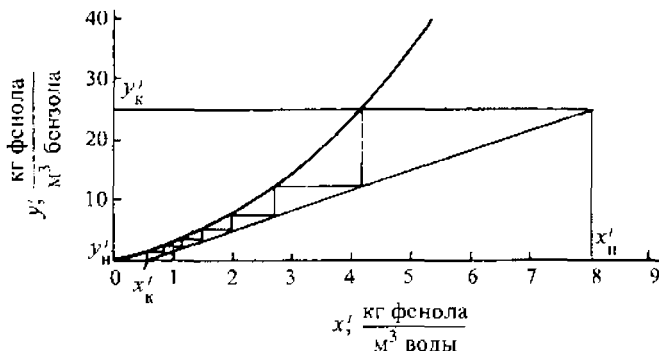


Рис. 7.12. Теоретические ступени при противоточной экстракции (к примеру 7.2)

диаграммы равновесия для системы вода (А) – уксусная кислота (В) – диэтиловый эфир (С) при 25 °С в координатах: а)  $X, Y - z, Z$ ; б)  $X - Y$ .

**Решение.** Проводится пересчет составов по формулам:

$$X = \frac{x_B}{x_A + x_B} = \frac{\text{кг уксусной кислоты}}{\text{кг (вода + уксусная кислота)}};$$

$$Y = \frac{y_B}{y_A + y_B} = \frac{\text{кг уксусной кислоты}}{\text{кг (вода + уксусная кислота)}};$$

$$z = \frac{x_C}{x_A + x_B} = \frac{\text{кг диэтилового эфира}}{\text{кг (вода + уксусная кислота)}};$$

$$Z = \frac{y_C}{y_A + y_B} = \frac{\text{кг диэтилового эфира}}{\text{кг (вода + уксусная кислота)}}.$$

Полученные данные сводятся в табл. 7.2.

Таблица 7.1

Водный слой			Эфирный слой		
вода	уксусная кислота	диэтиловый эфир	вода	уксусная кислота	диэтиловый эфир
93,3	0	6,7	2,3	0	97,7
88,0	5,1	6,9	3,6	3,8	92,6
84,0	8,8	7,2	5,0	7,3	87,7
78,2	13,8	8,0	7,2	12,5	80,3
72,1	18,4	9,5	10,4	18,1	71,5
65,0	23,1	11,9	15,1	23,6	61,3
55,7	27,9	16,4	23,6	28,7	47,7

Таблица 7.2

Водный слой		Эфирный слой	
X	z	Y	Z
0	0,072	0	42,55
0,055	0,074	0,514	12,53
0,095	0,078	0,593	7,14
0,150	0,087	0,635	4,07
0,204	0,105	0,635	2,51
0,263	0,135	0,610	1,58
0,333	0,196	0,549	0,913

Построение диаграмм ведется обычным порядком (рис. 7.13). На диаграмму  $X$ ,  $Y - z$ ,  $Z$  хорды равновесия не наносятся – для отыскания их при расчетах служит вспомогательная диаграмма  $X-Y$ .

**Пример 7.4.** Определить наибольшую достижимую массовую долю уксусной кислоты в экстракте для системы вода – уксусная кислота – диэтиловый эфир при  $25^\circ\text{C}$ , если экстракция ведется в противотоке: а) для 15 %-й исходной смеси; б) для 5 %-й исходной смеси (по кислоте).

**Решение.** По диаграмме  $X-Y$  (рис. 7.13) определяется, что с исходной смесью  $X = 0,15$  находится в равновесии экстракт с содержанием уксусной кислоты  $Y = 0,635$ ; с исходной смесью  $X = 0,05$  равновесен экстракт с  $Y = 0,46$ . Таким образом, в первом случае максимальная массовая доля уксусной кислоты в экстракте (после отгонки растворителя) составит 63,5 %, во втором случае – 46 %; в реальных условиях наибольшие достижимые массовые доли будут несколько меньше.

**Пример 7.5.** Рассчитать необходимое число ступеней и массу растворителя для экстрагирования уксусной кислоты из водного раствора диэтиловым эфиром ( $t = 25^\circ\text{C}$ ), если массовая доля уксусной кислоты в исходной смеси 5 %, а в экстракте после отгонки растворителя 60 %. В 1 ч перерабатывается 1000 кг исходного раствора; эфир из рафината и экстракта отгоняется полностью; массовая доля кислоты в остатке не более 1 %.

**Решение.** Так как заданного состава экстракта обычным противоточным экстрагированием достичь невозможно (см. пример 7.4), применяется процесс с возвратом части экстракта (рис. 7.14).

Определяется минимальный коэффициент возврата экстракта. Проводится хорда равновесия через точку  $F$  (рис. 7.13), характеризующую исходную смесь ( $Y_F = 5/100 = 0,05$ ;  $z_F = 0$ ), до пересечения с вертикалью, проведенной через точку  $E$  ( $X_E = 60/100 = 0,6$ ;  $Z_E = 0$ ), соответствующую конечному экстракту.

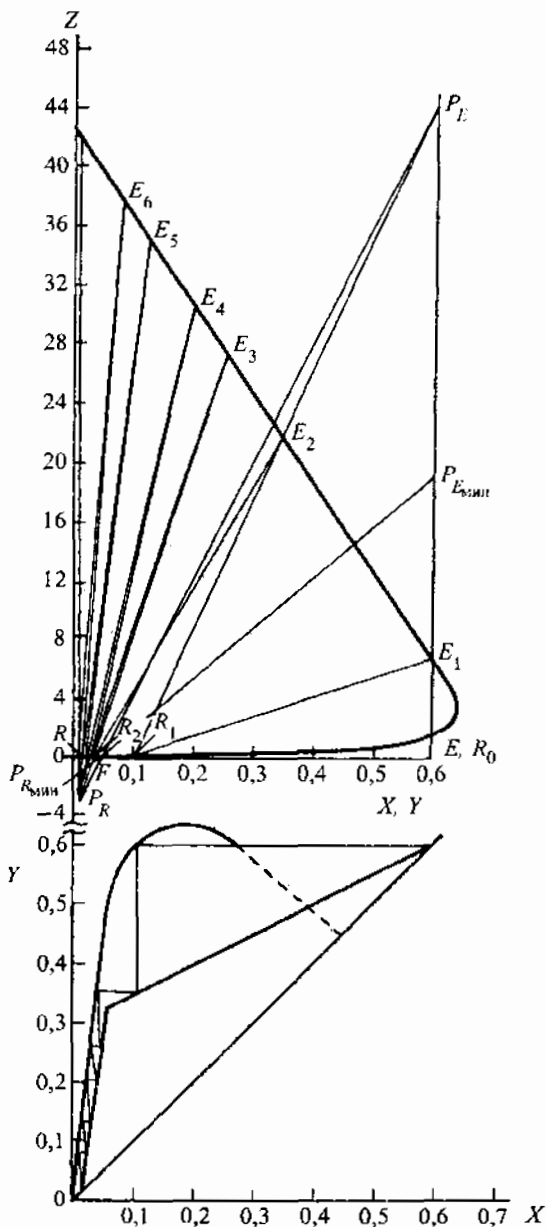


Рис. 7.13. Диаграммы равновесия и степени экстрагирования (к примерам 7.3–7.5)

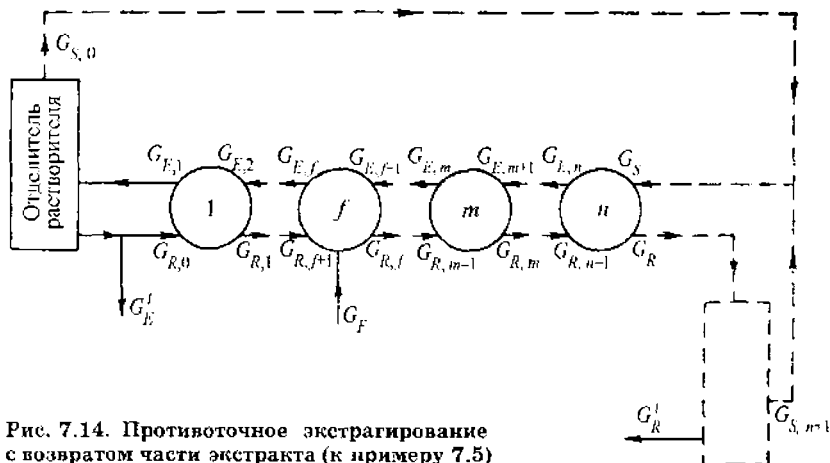


Рис. 7.14. Противоточное экстрагирование с возвратом части экстракта (к примеру 7.5)

Так как в данном случае растворитель удаляется полностью, то по формуле (7.18)

$$R_{E_{\text{кпп}}} = \frac{G_{R,0}}{G_E} = \frac{\frac{P_{E_{\text{кпп}}} E_1}{E_1 E}}{\frac{Z_{P,E_{\text{кпп}}} - Z_{E,1}}{Z_{E,1} - z_{R,0}}} = \frac{19 \cdot 6,7}{6,7 - 0} = 1,84.$$

Принимается коэффициент избытка возврата  $\beta' = 3$ :

$$R_E = 1,84 \cdot 3 = 5,52.$$

Определяется координата полюса укрепляющей части установки  $Z_{P,E}$ :

$$5,52 = \frac{Z_{P,E} - 6,7}{6,7 - 0}; \quad Z_{P,E} = 43,6.$$

Через точки  $P_E$  и  $F$  проводится прямая до пересечения с вертикалью, проведенной через точку  $R$  ( $X_R = 1/93,3 \approx 0,01$ ;  $z_R = 6,7/93,3 = 0,072$ ), характеризующую состав конечного рафината (до удаления растворителя). Полученная точка является полюсом исчерпывающей части установки.

Далее определяется число ступеней экстрагирования, последовательным проведением хорд равновесия и лучей и подсчитыванием числа хорд. Порядок построения:  $E_1 R_1$ ,  $R_1 P_E$ ,  $E_2 R_2$ ,  $P_R R_2 E_3$  и т. д. до получения заданного состава рафината.

Для построения хорд равновесия используется вспомогательная диаграмма  $X-Y$ , позволяющая по заданному значению  $X$  определять равновесный состав  $Y$  (или наоборот). В данном случае требуется шесть ступеней экстрагирования. Питание подается на вторую ступень. На рис. 7.13 показано, как определять число сту-

пений по диаграмме X-Y (следует учитывать, что рабочие линии в этом случае не являются прямыми).

Величины потоков рассчитываются из уравнений материальных балансов. Баланс компонентов A и B:  $G_F = G'_R + G'_E$ . Баланс компонента B:  $X_F G_F = X_R G'_R + X_E G'_E$ . Решается система уравнений:

$$\begin{aligned} 1000 &= G'_R + G'_E; \\ 0,05 \cdot 1000 &= 0,01 G'_R + 0,6 G'_E. \end{aligned}$$

Масса экстракта:  $G'_E = G_E = 68$  кг. Масса рафината:  $G'_R = 932$  кг. Отсюда

$$G_R = G'_R(1 + z_R) = 932(1 + 0,072) = 1000 \text{ кг.}$$

Масса эфира в рафинате:  $1000 - 932 = 68$  кг. Масса возвращаемого экстракта:  $G_{R,0} = G_E R_E = 68 \cdot 5,51 = 375$  кг. Масса удаляемого в отделителе растворителя:  $G_{S,0} = (G_E + G_{R,0}) Z_{E,1} = (68 + 375) 6,7 = 2970$  кг.

Общий баланс установки:

$$\begin{aligned} G_F + G_S &= G_E + G_{S,0} + G_R; \\ 1000 + G_S &= 68 + 2970 + 1000, \end{aligned}$$

откуда необходимая масса растворителя:  $G_S = 3040$  кг.

**Пример 7.6.** Определить значение коэффициента массопередачи при извлечении фенола из сточных вод с помощью осаждающихся капель бензола диаметром  $7,8 \cdot 10^{-3}$  м. При температуре  $20^\circ\text{C}$  и малых содержаниях фенола справедливо линейное уравнение равновесия  $y^* = 3x$ , что соответствует коэффициенту распределения  $m = 3$ . Сопоставить значения внешнего и внутреннего сопротивлений массопереносу.

**Решение.** Для вычисления скорости осаждения капель в воде предварительно находится значение критерия Архимеда по формуле

$$\text{Ar} = \frac{(7,8 \cdot 10^{-3})^3 (994 - 874) 994 \cdot 9,81}{(1,0 \cdot 10^{-3})^2} = 5,55 \cdot 10^5,$$

где 994 и 874 кг/м<sup>3</sup> — плотность воды и бензола при  $20^\circ\text{C}$  (табл. III);  $\mu = 1,0 \cdot 10^{-3}$  — вязкость воды, Па·с (рис. III).

Из графика 2.1 находится число  $\text{Lu} = 3,5 \cdot 10^3$ , откуда скорость осаждения капель (соотношение (2.2))

$$\begin{aligned} w_\infty &= (\text{Lu} \mu (\rho_x - \rho_0) g / \rho_x^2)^{1/3} = (3,5 \cdot 10^3 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3} (994 - 874) 9,81 / 994^2)^{1/3} = \\ &= 0,161 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Коэффициент диффузии фенола в воде при  $20^\circ\text{C}$  рассчитывается по формуле (5.24):

$$D_s = \frac{7,4 \cdot 10^{-12} (2,6 \cdot 18)^{1/2} (273+20)}{1,0 \cdot 103^{0,6}} = 0,920 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с},$$

где  $\beta_s = 2,6$  для воды и  $M = 18$  – молярная масса воды,  $\mu = 1,0 \text{ мПа} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость воды,  $v = 103$  – молярный объем фенола.

Критерий Пекле диффузионный для капель бензола в воде согласно формуле (5.17)

$$Pe'_s = 0,161 \cdot 7,8 \cdot 10^{-3} / 0,920 \cdot 10^{-9} = 1,37 \cdot 10^6.$$

Согласно корреляционному соотношению (7.20)

$$Nu'_s = 1,13 (1,37 \cdot 10^6)^{0,5} = 1,32 \cdot 10^3.$$

Откуда коэффициент массоотдачи при переходе фенола от воды к поверхности капель бензола

$$\beta_s = Nu'_s D_s / d_k = 1,32 \cdot 10^3 \cdot 0,920 \cdot 10^{-9} / 7,8 \cdot 10^{-3} = 1,56 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}.$$

Определение коэффициента массоотдачи фенола от поверхности капли в бензол согласно кинетической формуле (7.21) может быть произведено без предварительного нахождения коэффициента диффузии фенола в бензоле:

$$\beta_s d_k / D_6 = 0,00375 \cdot 0,161 d_k / D_6, \text{ откуда } \beta_6 = 6,04 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}.$$

Коэффициент массопередачи вычисляется по соотношению (5.13):

$$K_y = [3/1,56 \cdot 10^{-4} + 1/6,04 \cdot 10^{-4}]^{-1} = 0,479 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}.$$

Таким образом, в условиях данного примера сопротивление внешнего массопереноса составляет  $(1,56 \cdot 10^{-4} / 3) / (6,04 \cdot 10^{-4} / 1) = 0,0861 = 8,61 \%$  от сопротивления массоотдачи внутри капли.

**Пример 7.7.** Определить времена отработки на 100 и на 50 % сферической пористой ( $\epsilon_m = 0,5$ ) частицы при экстрагировании из нее твердого растворимого вещества потоком ( $w = 0,25 \text{ м/с}$ ) чистого ( $C = 0$ ) растворителя (рис. 7.8). Радиус частицы  $0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; плотность и вязкость растворителя  $\rho = 1,2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$  и  $\mu = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ; плотность растворяемого вещества  $\rho_m = 4,0 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ , коэффициент диффузии вещества в растворителе  $D = 3,0 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$ ; концентрация насыщения при постоянной температуре процесса экстрагирования  $C^* = 30 \text{ кг/м}^3$ . Для определения интенсивности внешней массоотдачи воспользоваться корреляционным соотношением  $Nu' = 0,80 Re^{0,50} (Pr)^{1/3}$  (аналог соотношения (7.20)).

**Решение.** Вычисляются значения диффузионного критерия Прандтля

$$Pr' = \mu / (\rho D) = 1,4 \cdot 10^{-3} / (1,2 \cdot 10^3 \cdot 3,0 \cdot 10^{-9}) = 389$$

и Рейнольдса

$$Re = w \cdot 2R\rho / \mu = 0,25 \cdot 2 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2 \cdot 10^3 / 1,4 \cdot 10^{-3} = 171.$$

Значение диффузионного критерия Нуссельта

$$\text{Nu}' = 0,80 \cdot 171^{0,50} \cdot 389^{1/3} = 76,4.$$

Значение коэффициента массоотдачи от поверхности частиц

$$\beta = \text{Nu}' D / (2R) = 76,4 \cdot 3,0 \cdot 10^{-9} / (2 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3}) = 2,87 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}.$$

Коэффициент эффективной диффузии экстрагируемого компонента внутри пористой структуры частицы

$$D_0 = \epsilon_M D = 0,5 \cdot 3,0 \cdot 10^{-9} = 1,5 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Значение диффузионного критерия Био

$$\text{Bi}' = 2,87 \cdot 10^{-4} \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} / 1,5 \cdot 10^{-9} = 76,5.$$

Значения диффузионных критериев Фурье, соответствующие различным значениям относительной отработки частиц, рассчитываются по формуле (2.22):

$$\frac{30-0}{0,5 \cdot 4,0 \cdot 10^3} \text{Fo} = \frac{1}{6} - \frac{y_0^2}{2} + \frac{y_0^3}{3} + \frac{1-y_0^2}{3 \cdot 76,5},$$

из которого

при  $y_0 = 0$  (полная отработка частицы)

$$\text{Fo}_0 = 11,4 \text{ и } \tau_0 = \text{Fo}_0 R^2 / D_0 = 11,4 (0,4 \cdot 10^{-3})^2 / 1,5 \cdot 10^{-9} = 1,22 \cdot 10^3 \text{ с},$$

при  $y_0 = 0,5^{1/3} = 0,794$  (соответствует степени отработки 50 %)

$$\text{Fo}_{0,794} = \frac{0,5 \cdot 4,0 \cdot 10^3}{30-0} \left[ \frac{1}{6} - \frac{0,794^2}{2} + \frac{0,794^3}{3} + \frac{1-0,794^2}{3 \cdot 76,5} \right] = 1,33$$

$$\text{и } \tau_{0,5} = 1,33 (0,4 \cdot 10^{-3})^2 / 1,5 \cdot 10^{-9} = 0,142 \cdot 10^3 \text{ с}.$$

Таким образом, экстрагирование половинного количества компонента из относительно тонкого внешнего слоя (рис. 7.8) происходит за время, составляющее лишь  $\tau_{0,5}/\tau_0 = 0,142 \cdot 10^3 / 1,22 \cdot 10^3 = 0,116$  долю от времени полной отработки.

**Пример 7.8.** В вертикальном отстойнике с коническим дном находятся осадок и 7 м<sup>3</sup> раствора, содержащего 2 т NaOH. После отстаивания сливается прозрачная часть объемом 6 м<sup>3</sup>, отстойник доливается чистой водой, и суспензия перемешивается. После повторного отстаивания снова сливается 6 м<sup>3</sup> чистого раствора. Три слитых с осадка раствора смешиваются и направляются на выпарку. Определить: а) содержание NaOH; б) массовую долю NaOH в растворе, поступающем на выпарку.

**Решение.** а) В отстойнике происходит трехкратное промывание осадка с отношением объемов удаляемого и удерживаемого растворов  $a = 6 : 1 = 6$ . Согласно формуле (7.24) в шлам после трехкратного промывания остается

$$(1 + 6)^3 = 0,00292$$



от первоначального содержания NaOH, или

$$G_{\text{NaOH}} = 2000 \cdot 0,00292 = 5,84 \text{ кг.}$$

б) Извлекается NaOH

$$(2000 - 5,8) \cdot 100 / 2000 = 99,7 \text{ \%}.$$

в) Объем раствора

$$V_p = 6 \cdot 3 = 18 \text{ м}^3.$$

Содержание NaOH в растворе

$$G_{\text{NaOH}} = 2000 - 5,84 = 1994 \text{ кг}$$

или

$$1994 \cdot 100 / (18000 + 1994) = 9,97 \text{ \%}.$$

**Пример 7.9.** С целью извлечения меди колчеданные огарки подвергаются хлорирующему обжигу с поваренной солью. В обожженной массе медь содержится в форме  $\text{CuCl}_2$ . Массовая доля хлорида меди составляет 11 %. Обожженный продукт подвергается выщелачиванию в противоточной батарее подкисленной водой, получающейся от промывки отходящих газов. Инертная твердая масса удерживает 2 кг воды на 1 кг твердого вещества. На каждой ступени достигается равновесие. Сколько ступеней необходимо иметь в батарее для получения раствора с массовой долей  $\text{CuCl}_2$  12 % и степенью извлечения 98 % Cu из обожженного продукта?

**Решение.** Поскольку твердая фаза при движении со ступени на ступень удерживает постоянное количество воды (кроме первой ступени, так как в эту ступень поступает сухой обожженный продукт, который уходит из нее, удерживая 2 кг воды на 1 кг твердой фазы), для определения числа ступеней в установке можно воспользоваться формулой (7.26).

За основу расчета принимается 100 кг сухого твердого остатка, свободного от меди, и вычисляются масса продуктов и составы.

С обожженной массой поступает  $\text{CuCl}_2$   $100 \cdot 11/89 = 12,4$  кг.

С остатком уходит  $12,4(100 - 98)/100 = 0,248$  кг. С экстрактом уходит  $12,4 \cdot 98/100 = 12,2$  кг.

Определяется масса поступающей в установку подкисленной воды  $G_s$ , учитывая, что 200 кг воды уносит твердый остаток, остальное уходит с экстрактом:

$$(G_s - 200)12/88 = 12,2,$$

откуда  $G_s = 289$  кг.

Относительная массовая доля  $\text{CuCl}_2$  в экстракте (в кг на 100 кг воды):

$$y_E = 12 \cdot 100/88 = 13,6.$$

Такой же состав будет иметь раствор, удерживаемый твердым веществом при переходе из первой ступени во вторую:

$$x'_1 = y_E = 13,6.$$

Относительная массовая доля  $\text{CuCl}_2$  в растворе, уходящем с твердым остатком:  $x'_R = 0,248 \cdot 100/200 = 0,124$ .

Поступающая в батарею подкисленная вода не содержит солей меди и  $y_S = 0$ .

Относительная массовая доля хлорида меди  $y_2$  в верхнем потоке, переходящем из второй ступени в первую, определится по балансу  $\text{CuCl}_2$  в первой ступени. Содержание растворителя в верхнем потоке составляет 289 кг. В первую ступень поступает на 100 кг инертной сухой массы 12,4 кг  $\text{CuCl}_2$  и  $A$  кг с 289 кг растворителя из второй ступени; всего  $(12,36 + A)$  кг. Уходит из первой ступени: с экстрактом 12,2 кг, с раствором нижнего потока  $13,6 \cdot 200/100 = 27,2$  кг; всего  $12,2 + 27,2 = 39,4$  кг.

Баланс первой ступени по  $\text{CuCl}_2$ :

$$12,4 + A = 39,4 \text{ кг},$$

откуда

$$A = 39,4 - 12,4 = 27,0 \text{ кг}.$$

Относительная массовая доля  $\text{CuCl}_2$  в верхнем потоке (в кг на 100 кг воды):

$$y_2 = 27,0 \cdot 100/289 = 9,34.$$

Число ступеней (без первой) по формуле (7.26):

$$n_c - 1 = \lg \frac{13,6 - 9,34}{0,124 - 0} / \lg \frac{13,6 - 0,124}{9,34 - 0} = 10,$$

а всего  $n_c = 10 + 1 = 11$  ступеней.

**Пример 7.10.** Едкий натр получается по реакции



Продукты реакции поступают в первую ступень непрерывной противоточной трехступенчатой батареи с содержанием воды 50 % от массы шлама ( $\text{CaCO}_3$ ). В дальнейшем, при переходе со ступени на ступень и выходе из батареи, шлам удерживает воды в 1,5 раза больше собственной массы. Желательно добиться 98 %-го извлечения  $\text{NaOH}$ . Определить расход воды (на 100 кг сухого шлама) и составы растворов на каждой ступени.

**Р е ш е н и е.** Для составления материальных балансов на каждой ступени нет достаточного количества данных.

По табл. L для достижения 97,5 %-го извлечения продукта при трехступенчатом непрерывном экстрагировании отношение масс растворителя и удерживаемого раствора равно 3, на основе чего составляются последовательно балансы, начиная с третьей ступени. Расчет ведется на 100 кг сухого  $\text{CaCO}_3$ .

На 100 кг  $\text{CaCO}_3$  в первую ступень вводится 80 кг  $\text{NaOH}$ . Из этого количества переходит в экстракт 97,5 %, или  $80 \cdot 97,5/100 = 78$  кг.

Теряется с остаточным раствором  $80 - 78 = 2$  кг.

100 кг шлама удерживают воды  $100 \cdot 1,5 = 150$  кг.

Относительная массовая доля  $\text{NaOH}$  в остаточном растворе (в кг на 1 кг чистого растворителя)

$$x'_R = 2/150 = 0,0133.$$

В систему через третью ступень вводится воды в качестве растворителя  $150 \cdot 3 = 450$  кг.

Таким образом, в верхнем потоке по установке идет 450 кг воды, в нижнем вместе с твердой фазой 150 кг.

Массовая доля  $\text{NaOH}$  в исходном растворителе:  $y_S = 0$ . Относительная массовая доля  $\text{NaOH}$  в верхнем потоке, переходящем из третьей ступени во вторую:

$$y_3 = x'_R = 0,0133 \text{ кг/кг.}$$

Неизвестно содержание  $\text{NaOH}$  в нижнем потоке  $x'_2$ . Определение производится по балансу  $\text{NaOH}$  в третьей ступени:

$$450y_S + 150x'_2 = 150x_R + 450y_3;$$

$$450 \cdot 0 + 150x'_2 = 150 \cdot 0,0133 + 450 \cdot 0,0133;$$

$$150x'_2 = 8; \quad x'_2 = 8/150 = 0,0533 \text{ кг/кг.}$$

Относительная массовая доля  $\text{NaOH}$  в верхнем потоке, поступающем из второй ступени в первую:  $y_2 = x'_2 = 0,0533 \text{ кг/кг.}$

Неизвестно лишь содержание  $\text{NaOH}$  в нижнем потоке, поступающем из первой ступени. Это содержание  $x'_1$  определяется из баланса второй ступени:

$$450y_3 + 150x'_1 = 450y_2 + 150x'_2;$$

$$450 \cdot 0,0133 + 150x'_1 = 450 \cdot 0,0533 + 150 \cdot 0,0533;$$

$$150x'_1 + 6 = 24 + 8;$$

$$x'_1 = (32 - 6)/150 = 0,173 \text{ кг/кг.}$$

Для определения содержания  $\text{NaOH}$  в экстракте в первой ступени необходимо составить водный баланс этой ступени. Обозначив через  $A$  массу воды, уходящей с экстрактом, имеем:

$$A + 150 = 450 + 50; \quad A = 350 \text{ кг.}$$

Экстракт содержит 78 кг  $\text{NaOH}$ . Следовательно, массовая доля  $\text{NaOH}$  в экстракте:

$$y_E = 78 \cdot 100/(350 + 78) = 18,2 \text{ \%}.$$

**Пример 7.11.** Маслоэкстракционная установка перерабатывает 1 т/ч «лепестка» (раздавленные и частично обезжиренные семена подсолнуха) с массовой долей масла 28 % и бензина 2,5 %. Поступающий в установку в качестве растворителя регенерированный бензин содержит 1,5 % масла. Масса растворителя, поступающего в установку, составляет 50 % от массы «лепестка». По опытным данным масса раствора, удерживаемого твердой фазой, зависит от содержания в нем масла:

Содержание масла, кг на 1 кг раствора	Масса удерживаемого раствора, кг на 1 кг твердого вещества	Содержание масла, кг на 1 кг раствора	Масса удерживаемого раствора, кг на 1 кг твердого вещества
0,0	0,500	0,4	0,550
0,1	0,505	0,5	0,571
0,2	0,515	0,6	0,595
0,3	0,530	0,7	0,620

Твердый остаток после экстрагирования содержит 5 % масла.

Определить: 1) количество экстракта и массовую долю масла в нем; 2) массу остаточного раствора, удерживаемого твердой фазой (шротом), и массовую долю масла в нем; 3) число ступеней экстрагирования.

**Решение.** Задача решается графическим методом в прямоугольной системе координат  $X' - z'$  (рис. 7.15).

Данные первой графы представляют собой отношение  $X' = x_B/(x_B + x_C)$ .

Данные второй графы – массу раствора на единицу массы твердого вещества – надо пересчитать на обратные величины, тогда они будут выражать отношения  $z' = x_A/(x_B + x_C)$ , т. е. массу твердой фазы на единицу массы раствора. Таким образом, исходные данные приводятся к виду:

$X' = \frac{x_B}{x_B + x_C}$	$z' = \frac{x_A}{x_B + x_C}$	$X' = \frac{x_B}{x_B + x_C}$	$z' = \frac{x_A}{x_B + x_C}$
0,0	2,0	0,4	1,818
0,1	1,980	0,5	1,751
0,2	1,942	0,6	1,681
0,3	1,887	0,7	1,613

Эти данные представляют собой координаты точек кривой нижнего потока (рис. 7.15). В верхнем потоке твердого вещества нет ( $z' = 0$ ), поэтому линия верхнего потока сливается с осью абсцисс. После нанесения кривой вычерчиваются на диаграмме линии материального баланса.

Определяются координаты точки  $F$ , отвечающей составу «лепестка», поступающего на экстрагирование. По условию задачи

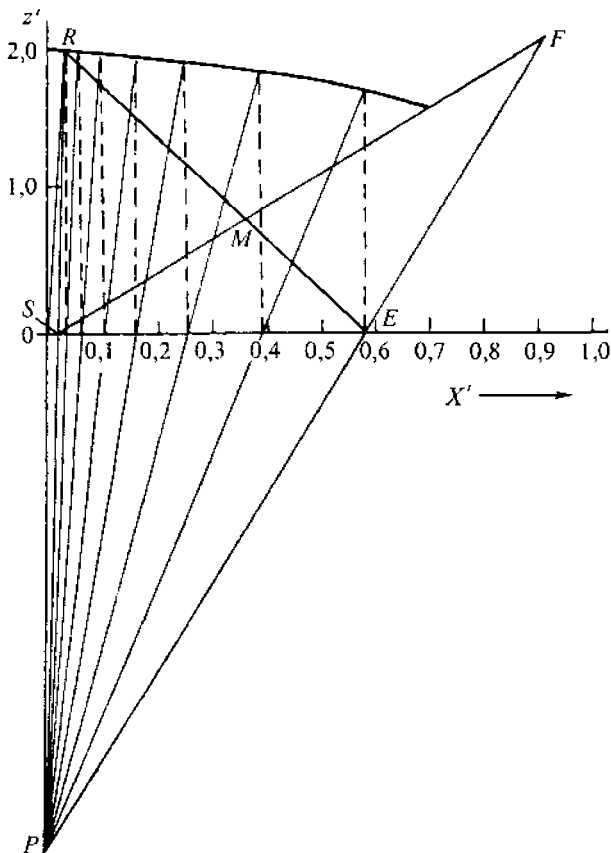


Рис. 7.15. Расчет непрерывного экстрагирования в прямоугольной системе координат (к примеру 7.11)

$$X'_F = 28/(28 + 2,5) = 0,919;$$

$$z'_F = (100 - 28 - 2,5)/(28 + 2,5) = 2,28.$$

Координаты точки  $S$ , соответствующей составу растворителя:

$$x_S = 1,5/100 = 0,015; \quad z_S = 0.$$

Точки  $F$  и  $S$  наносятся на диаграмму, соединяются прямой, которая делится по правилу рычага точкой  $M$  на части, пропорциональные массам поступающих продуктов, исключая нерастворимое твердое вещество (иначе правило рычага на таких диаграммах применять нельзя). Растворитель поступает в установку в количестве 50 % от массы «лепестка». Если принять эту массу за едини-

цу, то жидкая часть в нем составит  $0,28 + 0,025 = 0,305$  единицы массы, а растворитель  $0,5$  единицы массы. Точка  $M$  лежит на расстоянии  $0,305/(0,5 + 0,305) = 0,38$  отрезка  $SF$ , считая от  $S$ .

Числовых данных для построения линии расхода  $RE$  нет. Известно лишь, что линия  $RE$  пересекается с  $SF$  в точке  $M$  и что точка  $R$  лежит на кривой, а точка  $E$  — на оси абсцисс, так как ее ордината  $z'_E = 0$ . Не располагая координатами точки  $R$ , все же возможно определить отношение отрезков, так как из условия задачи известно, что твердый остаток после экстрагирования содержит 5 % масла:

$$\frac{z'_R}{x'_R} = \frac{x_{AR}}{x_{BR} + x_{CR}} \bigg/ \frac{x_{BR}}{x_{BR} + x_{CR}} = \frac{x_{AR}}{x_{BR}} = \frac{95}{5} = 19.$$

Прямая, проходящая через начало координат и имеющая тангенс угла наклона 19, пересечет кривую в точке  $R$ . Проведя такую прямую, можно засечь точку  $R$  на кривой. Соединение точки  $R$  с точкой  $M$  и продолжение прямой до оси абсцисс дает точку  $E$ .

По диаграмме определяются абсциссы точек  $R$ ,  $M$  и  $E$ :

$$X'_R = 0,03; \quad X'_M = 0,36; \quad X'_E = 0,58.$$

В установку поступает жидкой фазы с «лепестком» и растворителем:

$$1000 \cdot 0,305 + 1000 \cdot 0,5 = 805 \text{ кг/ч.}$$

Это количество делится между остатком и экстрактом пропорционально отрезкам  $EM$  и  $MR$ . Для расчета можно воспользоваться абсциссами концов отрезков:

$$G_R = \frac{X'_E - X'_M}{X'_E - X'_R} 805 = \frac{0,58 - 0,36}{0,58 - 0,03} 805 = 322 \text{ кг/ч.}$$

Количество остаточного раствора составляет 322 кг/ч, а состав его определяется из предположения, что масло, теряемое в остатке, содержится в этом растворе. Массовая доля масла в остаточном растворе:

$$1000 \cdot 0,695 \cdot 5 \cdot 100 / (95 \cdot 322) = 11,4 \, \%.$$

Количество экстракта

$$G_E = 805 - 322 = 483 \text{ кг/ч.}$$

Массовая доля масла в экстракте

$$[100 \cdot 0,28 - (1000 \cdot 0,695 \cdot 5 / 95)] 100 / 483 = 50,4 \, \%.$$

Для определения числа ступеней через точки  $F$ ,  $E$  и  $R$ ,  $S$  проводятся два луча до пересечения их в полюсе  $P$ . Так как при экстрагировании из твердых тел в каждой ступени установки имеется только один раствор с одной концентрацией, то все хорды

равновесия будут вертикальными линиями. Восстанавливается перпендикуляр из точки  $E$  – хорда первой ступени – до пересечения с пограничной кривой. Точка пересечения хорды с пограничной кривой соединяется лучом с точкой  $P$ . Из точки пересечения этого луча с осью абсцисс снова восстанавливается перпендикуляр до пересечения с пограничной кривой и т. д., пока не состоится попадание в точку  $R$  или в непосредственное соседство с ней.

Число хорд равновесия указывает число ступеней. В данном случае необходимы семь ступеней экстрагирования.

**Пример 7.12.** В непрерывнодействующей противоточной установке производительностью 4,4 т/сут из руды извлекается озокерит (горный воск) с помощью керосина (или бензина). В экстракте, выходящем из каскада экстракторов, содержится 5 кг озокерита в 100 кг чистого растворителя. В исходной руде  $\approx 25\%$  озокерита и  $75\%$  породы. В рафинате 0,2 кг озокерита на 100 кг пустой породы. Растворитель содержит 0,05 кг озокерита на 100 кг керосина. Необходимо определить число теоретических ступеней для осуществления процесса экстрагирования.

**Решение.** 1. Составляется уравнение материального баланса по потокам

$$G_S + G_{R,n} a'_n = G_{E,n-1} + G_{R,1} a'_1$$

и по извлекаемому компоненту:

$$G_S y_S + G_{R,n} x_n = G_{E,n-1} y_{n-1} + G_{R,1} x_1 a'_1,$$

где  $a'$  – соотношение потоков Ж:Т (масса жидкости, удерживаемая твердой фазой);  $G_S$  – расход свежего растворителя, кг/ч;  $G_R$  – расход твердой фазы в рафинате, кг/ч;  $x$  – относительная массовая доля извлекаемого компонента (озокерита) в рафинате, кг А/кг В;  $y$  – относительная массовая доля озокерита в экстракте, кг А/кг С;  $n$  – любая ступень в каскаде;  $m$  – конечная ступень, в которую поступает исходный твердый материал; А – озокерит; В – пустая порода; С – керосин.

Исключение  $G_{E,n-1}$  из балансовых уравнений дает уравнение рабочей линии процесса:

$$y_{n-1} = \frac{G_{R,m} a'_m x_m}{G_S - G_{R,1} a'_1 + G_{R,n} a'_n} + \frac{G_S y_S - G_{R,1} x_1 a'_1}{G_S - G_{R,1} a'_1 - G_{R,n} a'_n}.$$

При отсутствии взаимодействия между экстрагентом и пустой породой, а также при постоянстве потока твердой фазы из одной ступени в другую уравнение рабочей линии преобразуется к виду:

$$\left( \frac{G_S}{G_R a'_n} + 1 - \frac{a'_1}{a'_n} \right) y_{n-1} = x_n + \frac{G_S y_S - G_R x_1 a'_1}{G_R a'_n}.$$

При постоянном соотношении потоков Ж: Т =  $a' = \text{const}$  можно упростить уравнение рабочей линии:

$$A'y_{n+1} = A'y_S + x_n - x_1,$$

где  $A' = G_S/(G_R a')$ .

При условии равновесия составов экстракта и рафината  $y_n^* = x_n$ . Тогда

$$x_n - A'(x_{n+1} - y_S) - x_1 = 0.$$

Решение этого уравнения:

$$x_n = CA'^n + (x_1 - A'y_S)/(1 - A'),$$

где  $C$  — константа, которую можно найти из граничного условия: при  $n = 0$   $x_n = x_0 = y_0$ .

Упрощение дает соотношение

$$(A'^m - 1)/(A' - 1) = (x_m - x_0)/(x_1 - x_0), \quad (a)$$

которое является вариантом уравнения (7.26) для расчета числа теоретических ступеней в виде:

$$m = \lg \left[ 1 + (A' - 1) \left( \frac{x_m - x_0}{x_1 - x_0} \right) \right] / \lg A'.$$

В условиях примера  $x_m = 0,05$  кг/кг;  $x_0 = 0,0005$  кг/кг;  $x_1 = 0,001$  кг/кг (по опытным данным);  $G_R = 100$  кг/ч;  $G_S = 871$  кг/ч;  $a' = 2$ .

Тогда

$$A' = G_S/(G_R a') = 871/(100 \cdot 2) = 4,35.$$

По уравнению (a)

$$\frac{4,35^m - 1}{4,35 - 1} = \frac{0,05 - 0,0005}{0,001 - 0,0005}.$$

Отсюда  $m = 3,96 \approx 4$  ступени.

Если масса жидкости, удерживаемая твердой фазой при переходе из ступени в ступень, изменяется, то для расчета числа теоретических ступеней следует использовать графические методы (с помощью треугольной или прямоугольных диаграмм).

2. При расчете комплекса  $A'$  расход растворителя определялся из балансовых соотношений озокерита в потоках:

- 1) количество озокерита в руде:  $100 \cdot 25/75 = 33,3$  кг/ч;
- 2) количество озокерита в растворителе:  $0,0005 G_S$  кг/ч;
- 3) количество озокерита в рафинате:  $100 \cdot 0,002 = 0,200$  кг/ч;
- 4) количество озокерита в экстракте:  $(G_S - 200)0,05 = 0,05 G_S - 10$ ;
- 5) полный выход озокерита:  $0,05 G_S - 9,80$  кг/ч. Отсюда:  $33,3 + 0,0005 G_S = 0,05 G_S - 9,80$  кг/ч.



Расход керосина (растворителя):  $G_S = 871$  кг/ч.

С учетом того, что в отработанной твердой фазе (рафинате) остается 200 кг/ч керосина, в концентрированном экстракте содержится  $871 - 200 = 671$  кг/ч. Озокерита в этом экстракте  $671 \cdot 0,05 = 33,6$  кг/ч.

Содержание озокерита в потоке экстракта, поступающем во 2-ю ступень, равно его содержанию в сливе из первой ступени – 0,05 кг озокерита/кг керосина. Следовательно, содержание озокерита в экстракте, поступающем во вторую ступень:  $200 \cdot 0,05 = 10$  кг/ч. Содержание озокерита в потоке, идущем из 2-й ступени в 1-ю (из баланса 1-й ступени):  $10 + 33,6 - 33,3 = 10,3$  кг/ч.

Отсюда относительная массовая доля:  $y_2 = 10,3/871 = 0,0117$  кг/кг;  $y_S = 0,0005$  кг/кг;  $x_1 = 0,05$  кг/кг;  $x_R = y_R^* = 0,2/200 = 0,001$  кг/кг. По уравнению (7.26)

$$n_c - 1 = \lg \frac{x_R - y_S}{x_1 \cdot y_2} / \lg \frac{y_2 - y_S}{x_1 - x_R} = \lg \frac{0,001 - 0,0005}{0,05 - 0,0117} / \lg \frac{0,0117 - 0,0005}{0,05 - 0,001} = 2,91 \approx 3.$$

Полное число теоретических ступеней

$$n_c = 3 + 1 = 4.$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

**7.1.** Построить треугольную диаграмму равновесия для системы вода – уксусная кислота – этиловый эфир при 25 °С, пользуясь данными табл. 7.1. Сравнить полученную диаграмму с диаграммой  $X, Y - z, Z$  (см. пример 7.3).

**7.2.** Уксусная кислота экстрагируется в противотоке этиловым эфиром из водного раствора, в котором массовая доля кислоты 20 %. Определить необходимый расход растворителя на 1000 кг/ч исходной смеси и число теоретических ступеней экстрагирования, если массовая доля кислоты в экстракте должна составлять 60 %, а в рафинате – не более 2 % (после отгонки растворителя).

**7.3.** Бензойная кислота экстрагируется из водного раствора с содержанием ее 1,5 кг на 1 м<sup>3</sup> воды последовательной промывкой бензолом, содержащим 0,2 кг бензойной кислоты на 1 м<sup>3</sup> бензола, при отношении объемов воды и бензола  $V_F/V_S = 4$ . Определить, сколько понадобится промывок, если конечная концентрация бензола в воде 0,2 кг/м<sup>3</sup>. Определить также составы получающихся экстрактов. Равновесные данные при рабочей температуре процесса:

Концентрация бензойной кислоты в воде, кг/м <sup>3</sup>	0,104	0,456	0,707	1,32	1,56
Концентрация бензойной кислоты в бензоле, кг/м <sup>3</sup>	0,182	2,45	6,12	18,2	24,5

7.4. В противоточном экстракторе экстрагируется 1,4-диоксан из 25 %-го водного раствора бензолом, в котором массовая доля диоксана 0,5 %. Конечная массовая доля диоксана в воде 2 %. Определить: а) минимальную массу растворителя на 100 кг исходной смеси; б) необходимое число теоретических ступеней экстрагирования; в) состав экстракта, приняв массу растворителя в 1,5 раза больше минимальной. Равновесные данные см. в примере 7.1.

7.5. Построить фазовые диаграммы равновесия в координатах  $X, Y - z, Z$  и  $X - Y$  для системы вода – уксусная кислота – изопропиловый эфир при 20 °С, пользуясь данными о равновесных составах сосуществующих фаз (в массовых долях, %), приведенными в табл. 7.3. Соединительные линии на диаграмме  $X, Y - z, Z$  проводить не следует. Определить оптимальный состав экстракта при работе противотоком для 5- и 10 %-й исходных смесей.

Таблица 7.3

Водный слой			Эфирный слой		
вода	уксусная кислота	изопропиловый эфир	вода	уксусная кислота	изопропиловый эфир
98,1	0,69	1,2	0,5	0,18	99,3
97,1	1,41	1,5	0,7	0,37	98,9
95,5	2,89	1,6	0,8	0,79	98,4
91,7	6,42	1,9	1,0	1,93	97,1
84,4	13,3	2,3	1,9	4,82	93,3
71,1	25,5	3,4	3,9	11,4	84,7
58,9	36,7	4,4	6,9	21,6	71,5
45,1	44,3	10,6	10,8	31,1	58,1
37,1	46,4	16,5	15,1	36,2	48,7

7.6. Определить минимальное количество возврата экстракта и соответствующее ему минимальное количество растворителя на 100 кг исходной смеси вода – уксусная кислота с массовой долей последней 10 %, если экстракция производится диэтиловым эфиром при 25 °С. Массовая доля уксусной кислоты в экстракте после отгонки растворителя должна составлять 75 % уксусной кислоты, а в рафинате 1 %; растворитель отгоняется полностью\*.

7.7. Решить задачу 7.6, приняв количество возврата двойным против минимального. Определить также число теоретических ступеней экстрагирования. (См. рис. 7.13.)

\* При решении задачи использовать диаграмму равновесия, построенную по данным примера 7.3 (рис. 7.13).

7.8. Построить фазовые диаграммы равновесия в координатах  $X, Y - z, Z$  для системы гептан – метилциклогексан – анилин при  $25^\circ\text{C}$ . Данные о равновесных составах сосуществующих фаз (в массовых долях, %) взять из табл. 7.4. Определить, какого состава продукты можно получить, обрабатывая 40 %-й раствор метилциклогексана в гептане чистым анилином при обычной противоточной экстракции. Определить также минимальное число ступеней экстрагирования (при полном возврате экстракта и рафината), если массовая доля метилциклогексана в экстракте 98 %, а в рафинате 1 % (после отгонки от растворителя).

Таблица 7.4

Рафинатный слой		Экстрактный слой		Рафинатный слой		Экстрактный слой	
$X$	$z$	$Y$	$Z$	$X$	$z$	$Y$	$Z$
0	0,064	0	15,7	0,610	0,087	0,770	6,58
0,085	0,064	0,150	13,8	0,730	0,099	0,870	5,67
0,216	0,070	0,365	11,2	0,810	0,105	0,920	5,10
0,445	0,078	0,623	8,2	0,885	0,117	0,960	4,80
0,525	0,079	0,700	7,33	1,00	0,124	1,00	4,70

7.9. Вычислить значение коэффициента массопередачи в условиях примера 7.6 при диаметре капель бензола  $0,78 \cdot 10^{-3}$  мм. Сравнить соотношение внешнего и внутреннего сопротивлений массопереносу с результатами примера 7.6.

7.10. В условиях примера 7.7 произвести вычисления для определения времени полного экстрагирования, а также для построения кинетической кривой  $y_0(\tau)$  отработки частицы радиусом  $0,8 \cdot 10^{-3}$  м.

7.11. Метилциклогексан экстрагируется анилином из 40 %-го раствора его в гептане при  $25^\circ\text{C}$  в экстракционной установке с возвратом части экстракта и рафината. Массовая доля метилциклогексана в экстракте 98 %, а в рафинате 1 % (исключая растворитель). Отношение количеств возврата экстракта и экстракта-продукта принять в 1,62 раза больше минимального. Определить число ступеней экстрагирования.

7.12. В батарею из трех отстойников противоточного действия, объемом по  $7 \text{ м}^3$  каждый, поступают 2 т раствора NaOH в  $1 \text{ м}^3$  воды вместе с осадком  $\text{CaCO}_3$  и отбираются  $6 \text{ м}^3$  прозрачного концентрированного раствора на выпарку. С другой стороны в батарею подается в качестве растворителя  $6 \text{ м}^3$  чистой воды на 2000 кг NaOH. Осадок  $\text{CaCO}_3$  при переходе со ступени на ступень и при удалении из батареи удерживает  $1 \text{ м}^3$  раствора. Определить: а) со-

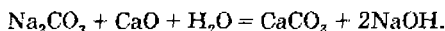
держание NaOH в шламе; б) степень извлечения NaOH; в) массовую долю NaOH в растворе, поступающем на выпарку.

7.13. Определить число ступеней экстрагирования в условиях примера 7.10, если степень извлечения NaOH равна 0,98.

7.14. Определить число ступеней экстрагирования в условиях примера 7.11, если массовая доля  $\text{CuCl}_2$  в экстракте будет равна 9 %, а степень извлечения меди 92 %.

7.15. Завод перерабатывает в сутки 10 т сульфида бария с соответствующим количеством соды и 35 т воды с целью получения карбоната бария и раствора сульфида натрия. Переработка ведется в пятиступенчатой противоточной батарее. Осадок карбоната бария во время процесса удерживает двойное (по массе) количество воды. В результате переработки получается 10 %-й раствор сульфида натрия. Желательно добиться 98 %-го извлечения сульфида натрия. Определить: а) потерю сульфида натрия в остатке; б) массу воды, которую необходимо добавить в качестве растворителя; в) массовые доли  $\text{Na}_2\text{S}$  в каждом сгустителе.

7.16. В противоточной экстракционной батарее экстрагируется едкий натр из продуктов реакции



Поступающая в батарею смесь содержит воды 50 % от массы осадка ( $\text{CaCO}_3$ ). Из этой смеси в батарее извлекается 95 % NaOH, причем получается 15 %-й раствор. Сколько воды в качестве растворителя должно поступать в батарею и сколько ступеней должно быть в батарее, если из опытных данных известно, что осадок удерживает раствор в следующих количествах, зависящих от содержания в нем NaOH:

Массовая доля NaOH, %	Удерживается раствора на 1 кг осадка, кг	Массовая доля NaOH, %	Удерживается раствора на 1 кг осадка, кг
0	1,39	15	2,70
5	1,72	20	3,85
10	2,04		

## АДСОРБЦИЯ

Процесс адсорбции состоит в избирательном поглощении примесей из парогазовых (или жидких) сред развитой поверхностью твердого поглотителя – адсорбента, обычно используемого в виде пористых частиц размерами до 5 мм. Процесс физической адсорбции сопровождается тепловыделением, удельная величина которого несколько превышает скрытую теплоту конденсации адсорбируемого компонента (адсорбтива). Однако малые количества адсорбирующегося вещества по отношению к теплоемкостям адсорбента и потока-носителя обычно не приводят к заметному повышению температуры, что в большинстве случаев позволяет рассматривать процессы адсорбции как изотермические.

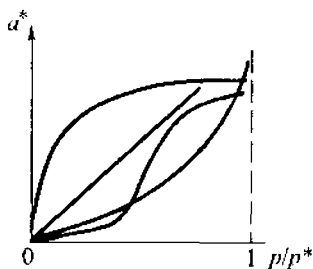
Равновесные зависимости между количеством целевого компонента в газовой (или жидкой) среде и в адсорбенте устанавливаются многочисленными теоретическими соотношениями, каждое из которых соответствует сравнительно неширокому классу пар адсорбент – адсорбтив ((8.1)–(8.3)); при этом константы тех или иных уравнений изотерм адсорбционного равновесия определяются опытным путем. В общем случае, в частности для широкого диапазона содержаний целевого компонента в окружающей среде, равновесные соотношения концентраций находятся непосредственными экспериментами.

Процессы промышленной адсорбции часто проводятся в периодическом режиме, когда газовый поток, содержащий адсорбируемый компонент, фильтруется через неподвижный слой частиц адсорбента. При этом концентрация компонента в газе на выходе из слоя адсорбента постепенно увеличивается. Время от начала процесса периодической адсорбции до достижения на выходе из слоя предельно допустимой концентрации (рис. 8.3) называется временем защитного действия слоя адсорбента. Численное значение такого времени защитного действия определяется экспериментально для каждой конкретной пары адсорбент – адсорбтив в зависимости от статической емкости адсорбента, скорости газовой фазы и начальной концентрации компонента в поступающем газовом потоке ((8.10), (8.11)).

### ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Равновесное состояние между адсорбентом и окружающей смесью компонентов в общем случае описывается функциональной зависимостью вида  $a^*(p, T)$ , где  $a^*$  – количество адсорбтива,

Рис. 8.1 Различные виды изотерм адсорбции



поглощенного единицей адсорбента по достижении состояния равновесия;  $p$  – парциальное давление адсорбтива в смеси;  $T$  – температура системы. (Вместо парциального давления используется также массовая концентрация компонента  $C = p/(RT)$ , кг/м<sup>3</sup>, где  $p$ , Н/м<sup>2</sup>;  $R$ , Дж/(кг·К);  $T$ , К.) В практических рас-

четах используется уравнение изотермы адсорбции  $a^* = f(p)$ , справедливое для постоянных значений температуры  $T$  (рис. 8.1). Явный вид функциональной зависимости  $a^*(p, T)$  зависит от свойств системы адсорбент – адсорбат. Данные по равновесию определяются на основе тех или иных модельных представлений о взаимодействии молекул адсорбируемого компонента с поверхностью адсорбента с последующим экспериментальным нахождением соответствующих констант для каждой конкретной системы.

2. Модель локализованной, мономолекулярной адсорбции приводит к уравнению изотермы Ленгмюра:

$$\frac{a^*}{a_M^*} = \frac{bp}{1 + bp}, \quad (8.1)$$

где  $a_M^*$  – предельное количество адсорбтива, которое может быть поглощено адсорбентом при заполнении всех центров адсорбции на поверхности пор адсорбента;  $b$  – коэффициент, в основном определяющий зависимость вида изотермы Ленгмюра от температуры.

Для практических расчетов значения  $a_M^*$  и  $b$  обычно находятся из опытных данных по равновесию конкретных систем. Уравнение изотермы (8.1) в наибольшей степени справедливо для мелкопористых адсорбентов при малых значениях парциальных давлений адсорбтивов.

3. Согласно теории полимолекулярной адсорбции БЭТ равновесное состояние описывается изотермой вида

$$\frac{a^*}{a_M^*} = \frac{C_1}{(1 - p/p^*)[1 - (C_1 - 1)p/p^*]} \frac{p}{p^*}, \quad (8.2)$$

где  $p^*$  – давление насыщенного пара адсорбтива при температуре равновесного процесса;  $C_1$  – константа, определяемая для каждой пары адсорбент – адсорбат.

Уравнение типа (8.2) описывает изотермы, имеющие перегиб в координатах  $a^* - p$ , в интервале относительных парциальных давлений  $p/p^* \approx 0,05 \div 0,35$ .

4. Теория объемного заполнения микропор адсорбированным компонентом приводит к уравнению изотермы Поляни:

$$a^* = \frac{W_0}{v_*} \exp \left[ -B \left( \frac{T}{\chi} \lg \frac{p^*}{p} \right)^2 \right]. \quad (8.3)$$

Здесь  $W_0$  – суммарный удельный объем микропор адсорбента, м<sup>3</sup>/кг;  $v_*$  – молярный объем жидкой фазы адсорбтива, м<sup>3</sup>/кмоль;  $B$  – структурная константа, характеризующая преобладающее влияние микропор адсорбента, К<sup>-2</sup>;  $\chi$  – коэффициент аффинности, определяемый по адсорбтиву, принятому за стандартное вещество (бензол при адсорбции микропористыми адсорбентами и азот при адсорбции цеолитами);  $T$  – температура, К. Значения параметров  $W_0$ ,  $B$  и  $\chi$  приводятся в специальной литературе [8.1].

5. Значения коэффициентов массоотдачи  $\beta$  (в с<sup>-1</sup>) от фильтрующегося через неподвижный слой частиц (зерен) адсорбента потока парогазовой смеси к наружной поверхности частиц могут быть определены, например, по корреляционным соотношениям

$$\begin{aligned} \text{Nu}' &= 0,515 \text{Re}_0^{0,85} (\text{Pr}')^{0,33}, & \text{Re}_0 < 2; \\ \text{Nu}' &= 0,725 \text{Re}_0^{0,47} (\text{Pr}')^{0,33}, & \text{Re}_0 = 2 \div 30; \\ \text{Nu}' &= 0,395 \text{Re}_0^{0,64} (\text{Pr}')^{0,33}, & \text{Re}_0 > 30, \end{aligned} \quad (8.4)$$

где  $\text{Nu}' = \beta d^2/D$  – диффузионный критерий Нуссельта (критерий Шервуда);  $\text{Re}_0 = 4M_c/(\sigma\mu)$ ;  $M_c$  – массовый расход газа-носителя, кг/с;  $\sigma$  – удельная наружная поверхность зерен адсорбента, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $d$  – диаметр частиц, м;  $D$  – коэффициент диффузии целевого компонента в газе-носителе, м<sup>2</sup>/с;  $\mu$  – динамическая вязкость газа-носителя, Па·с;  $\text{Pr}' = \nu/D$ .

6. Для мелкопористых адсорбентов с диаметром частиц, равным нескольким миллиметрам, преобладает обычно сопротивление переносу целевого компонента внутри пористой структуры адсорбента. Если дополнительно изотерма адсорбции имеет прямолинейный характер (например, при малых значениях  $p$  в потоке газа-носителя), то для сферических частиц при постоянной концентрации целевого компонента в газе  $C_0$  и нулевой начальной концентрации в зерне среднее по радиусу зерна значение концентрации адсорбтива  $\bar{C}(\tau)$  может быть описано согласно решению уравнения нестационарной диффузии:

$$\frac{C_0 - \bar{C}(\tau)}{C_0} = 6 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\exp(-\mu_i^2 \text{Fo}')}{\mu_i^2}, \quad (8.5)$$

где  $\text{Fo}' = D_s \tau/R^2$  – диффузионный критерий Фурье;  $\tau$  – текущее время процесса адсорбции, с;  $D_s = D/(1 + \Gamma)$  – эффективный коэффициент диффузии целевого компонента в пористом адсорбенте, м<sup>2</sup>/с;  $D$  – коэффициент диффузии компонента в газе-носителе, м<sup>2</sup>/с;  $\Gamma = (\partial a^*/\partial C)_T$  – угол наклона линейной изотермы адсорбции;  $\mu_i = i\pi$ .

Рис. 8.2. Резковыпуклая изотерма адсорбции

Количество адсорбированного зерном к моменту  $\tau$  целевого компонента после вычисления значения  $\bar{C}(\tau)$  по формуле (8.5) определяется по уравнению линейной изотермы адсорбции  $a^*(\tau) = \Gamma \bar{C}(\tau)$ .

7. В частном случае резковыпуклой формы изотермы адсорбции (рис. 8.2), когда уже при весьма малых концентрациях адсорбтива в газе его равновесное содержание в адсорбенте (в его отработанном слое) равно постоянному значению предельного насыщения  $a_M^*$ , а в неотработанном объеме частицы практически равно начальному нулевому значению, время  $\tau_M$  полного насыщения частицы сферической формы может быть определено по следующему равенству:

$$\tau_M = a_M^* R^2 / (6 D_{\text{эф}} C_0), \quad (8.6)$$

где  $R$  – радиус частицы, м;  $D_{\text{эф}}$  – эффективный коэффициент диффузии целевого компонента в полностью насыщенном сферическом слое зерна,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $C_0$  – концентрация целевого компонента в газовой фазе,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

8. В общем случае скорость поглощения адсорбтива (целевого компонента) адсорбентом обратно пропорциональна сумме сопротивлений внешнему массопереносу из потока-носителя к наружной поверхности зерна адсорбента и переносу компонента внутри пористой структуры зерна адсорбента. В таких случаях используется модифицированное уравнение массоотдачи, являющееся аналогом уравнений (5.11) или (5.12):

$$\frac{da}{d\tau} = \beta_0 [C - C^*(a)], \quad (8.7)$$

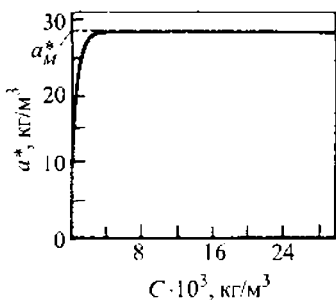
в котором  $\beta_0$  – общий коэффициент массопередачи, определяемый экспериментально для каждого конкретного условий процесса,  $\text{с}^{-1}$ ;  $C^*(a)$  – концентрация целевого компонента в газе, равновесная со средним по зерну содержанием компонента в адсорбенте,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Примерами корреляционных соотношений, по которым возможно определять значения  $\beta_0$  в условиях псевдоожиженного слоя гранулированных адсорбентов, могут служить:

для систем активированные угли АГ-3, СКТ-Д, КАУ и АГК-1 – пары бензола, метанола и этанола в потоке воздуха

$$\beta_{0,v} d^2 / D = 1,55 \cdot 10^2 (V_\tau d / D)^{0,75} (C_S / C_0)^{0,35} \chi (BT^2)^{-1,3} (d/H)^{1,25}, \quad (8.8)$$

где  $\beta_{0,v}$  – объемный коэффициент массопередачи,  $\text{с}^{-1}$ ;  $d$  и  $H$  – диаметр частиц адсорбента и высота псевдоожиженного слоя, м;  $V_\tau$  – объемный





расход дисперсного адсорбента, отнесенный к площади сечения аппарата,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;  $C_0$  и  $C_s$  – начальная концентрация и концентрация насыщения адсорбтива при температуре изотермического процесса,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\chi$  – коэффициент аффинности;  $B$  – структурная константа адсорбента,  $\text{К}^2$ ;  $D$  – коэффициент диффузии адсорбтива в газе-носителе (воздухе),  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

для систем цеолитов NaA и CaX – пары влаги в воздухе

$$\beta_{0,v} d^2/D = 4,0 (V_r d/D)^{0,70} (C_s/C_0)^{0,35} (\chi^2/B T^2)^{1,1}. \quad (8.9)$$

9. Процесс периодической адсорбции в неподвижном слое зернистого адсорбента в случаях, когда кинетическими сопротивлениями переносу адсорбтива к наружной поверхности частиц и внутри их пористой структуры практически можно пренебречь, а изотерма адсорбции имеет предельно выпуклый характер, соответствует продвижению вдоль слоя четкого (обрывного) фронта, разделяющего зоны полностью насыщенного и еще свободного от адсорбтива слоя адсорбента. Время  $\tau_{3,M}$  полного заполнения всего слоя, совпадающее со временем появления в потоке за слоем сразу начальной концентрации адсорбтива  $C_0$ , определяется в данном предельном случае уравнением материального баланса:

$$\tau_{3,M} = a^*(C_0)/(\omega C_0), \quad (8.10)$$

где  $a^*(C_0)$  – постоянное значение концентрации насыщения в адсорбенте,  $\text{кг}/(\text{м}^3 \text{ слоя})$ ;  $\omega$  – скорость потока газа-носителя на полное сечение слоя,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $H$  – высота неподвижного слоя адсорбента,  $\text{м}$  (рис. 8.3).

С учетом кинетических сопротивлений процессу переноса адсорбтива к наружной поверхности и внутри пористой структуры частиц адсорбента, а также с учетом продольного перемешивания в потоке-носителе и произвольного вида изотермы адсорбции реальное время  $\tau_3$  защитного действия неподвижного слоя адсорбента меньше максимально возможного ( $\tau_{3,M}$ ):

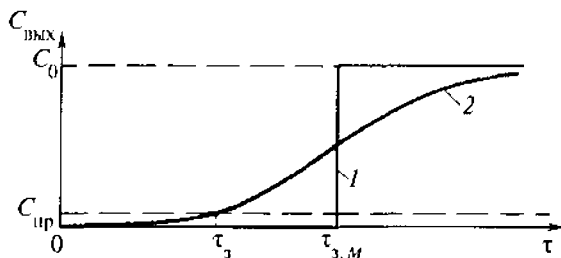


Рис. 8.3. Выходные концентрационные кривые:

1 – предельная (обрывная) форма кривой; 2 – реальная кривая, учитывающая диффузионные сопротивления и продольное перемешивание в потоке

$$\tau_2 = \frac{a^*}{wC_0} H - \tau_0 = \frac{a^*}{wC_0} (H - h_m), \quad (8.11)$$

где  $\tau_2$  – время от начала процесса адсорбции до момента появления за слоем задаваемой по тем или иным соображениям для конкретного процесса проскоковой (предельно допустимой) концентрации адсорбтива,  $\tau_0$  – потеря времени защитного действия (по сравнению с  $\tau_{2, M}$ ) слоя,  $h_m$  – минимальная высота слоя адсорбента (в м), за которой ввиду реального размытия фронта адсорбции проскоковая концентрация ( $C_{np}$ ) в потоке-носителе появилась бы практически мгновенно, т. е. при  $H = h_m$   $\tau_2 = 0$ .

Численные значения  $\tau_0$  (или эквивалентной величины  $h_m/w = C_0\tau_0/a^*$ ) определяются экспериментально для конкретных систем, условий и задаваемых значений  $C_{np}$  (рис. 8.4).

Количество поглощенного к моменту проскока (за время  $\tau_2$ ) адсорбтива называют динамической активностью слоя ( $a_d$ ), которая тем меньше значения  $a^*$ , чем меньше значение  $C_{np}$  по отношению к  $C_0$ .

10. Расчет необходимой высоты  $H$  (в м) движущегося слоя адсорбента при непрерывной противоточной адсорбции может быть выполнен совместным анализом соотношения материального баланса и кинетического уравнения процесса:

$$w(C_0 - C) = v(a_* - a), \quad (8.12)$$

$$H = w \int_{C_k}^{C_0} \frac{dC}{\beta_0[C - C^*(a)]}, \quad (8.13)$$

где  $w$ ,  $v$  – линейные скорости движения потока-носителя и слоя адсорбента, м/с;  $C$  и  $a$  – текущие значения концентраций адсорбтива в газе и в адсорбенте в произвольном сечении аппарата, кг/м<sup>3</sup>;  $C_0$ ,  $C_k$  и  $a_k$  – начальная и конечная концентрации в газе и

конечная в движущемся слое адсорбента, кг/м<sup>3</sup>;  $C^*(a)$  – изотерма адсорбции, решенная относительно концентрации адсорбтива в газе-носителе.

В общем случае под знаком интеграла коэффициент массопередачи  $\beta_0$  может быть произвольной функцией концентрации  $a$ ; также произволен вид функции  $C^*(a)$ . При этом численное значение определенного интеграла находится любым приближенным методом, в том числе и графически.

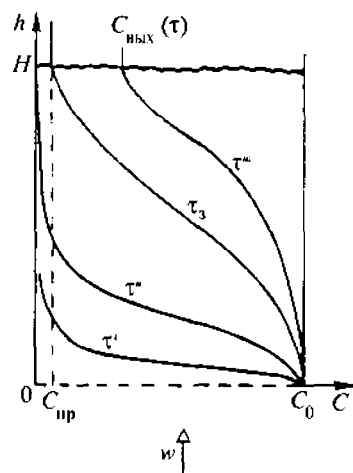


Рис. 8.4. Концентрационные кривые внутри неподвижного слоя адсорбента

Рис. 8.5. Ступени изменения концентрации при непрерывной противоточной адсорбции

11. В случае постоянства общего коэффициента массопередачи  $\beta_0$  во всем диапазоне изменения  $a$  от  $a_n$  до  $a_k$  уравнение (8.13) приобретает вид:

$$H = \frac{w}{\beta_0} \int_{C_k}^{C_0} \frac{dC}{C - C^*(a)} = h_s m_c, \quad (8.14)$$

где  $h_s = w/\beta_0$  — эквивалентная высота единицы переноса, м;  $m_c$  — общее число единиц переноса, равное отношению изменения концентрации адсорбтива в газе ( $C_0 - C_k$ ) к средней движущей разности концентраций  $\Delta C_{cp}$  в аппарате:  $m_c = (C_0 - C_k)/\Delta C_{cp}$ .

Значение  $m_c$  можно приближенно определить, не прибегая к вычислению определенного интеграла в (8.14), для чего графически находится число прямоугольных ступеней между рабочей линией процесса (уравнение (8.12)) и изотермой адсорбции  $C^*(a)$  (рис. 8.5). Число единиц переноса, соответствующее  $i$ -й ступени, равно  $m_i = (C_{i+1} - C_i)/\Delta C_i$ , а среднюю движущую разность концентраций  $\Delta C_i$  ввиду незначительного отклонения изотермы от прямой линии в пределах одной ступени можно принять как среднее арифметическое значение из движущих разностей концентраций на входе и выходе из  $i$ -й ступени:  $\Delta C_i = [(C_i - C^*(a)) + (C_{i+1} - C^*(a_{i+1}))]/2$ .

Общее число единиц переноса определяется суммированием всех значений  $m_i$  по найденному числу ступеней  $n$ :

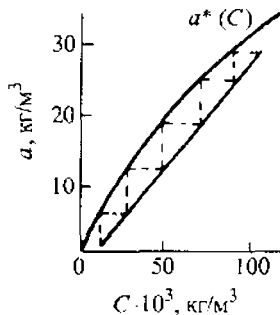
$$m_c = \sum_{i=1}^n m_i. \quad (8.15)$$

## ПРИМЕРЫ

**Пример 8.1.** Рассчитать равновесные количества хлористого этила, адсорбированные двадцатью килограммами активированного угля при температурах 20 и  $-15^\circ\text{C}$  и одинаковом парциальном давлении парообразного хлористого этила в воздухе  $p = 0,162 \text{ кгс/см}^2$ . Равновесие описывается изотермой Ленгмюра с параметрами  $a_M^* = 0,55 \text{ кг/кг угля}$ ;  $b_{20} = 0,013$  и  $b_{-15} = 0,12 \text{ (мм рт. ст.)}^{-1}$ .

**Решение.** Значение парциального давления хлористого этила переводится в размерность, соответствующую размерности параметров  $b$ :

$$p = 0,162 \cdot 760/1,033 = 119 \text{ мм рт. ст.}$$



По уравнению (8.1) изотермы Ленгмюра находятся удельные количества адсорбата, поглощенные единицей адсорбента:

$$a_{20}^* = 0,55 \cdot 0,013 \cdot 119 / (1 + 0,013 \cdot 119) = 0,338 \text{ кг/кг угля};$$

$$a_{-15}^* = 0,55 \cdot 0,12 \cdot 119 / (1 + 0,12 \cdot 119) = 0,514 \text{ кг/кг угля}.$$

Таким образом, двадцатью килограммами активированного угля в равновесном состоянии будет поглощено хлористого этила:

$$\text{при } 20^\circ \text{C} \quad a^* = 0,338 \cdot 20 = 6,76 \text{ кг};$$

$$\text{при } -15^\circ \text{C} \quad a^* = 0,514 \cdot 20 = 10,3 \text{ кг}.$$

**Пример 8.2.** Определить количество пропана, адсорбируемого 1 кг силикагеля в равновесных условиях при температуре  $20^\circ \text{C}$  и относительных давлениях пропана  $p/p^* = 0,05$  и  $0,15$ . Справедлива изотерма равновесия БЭТ с параметрами  $a_M^* = 2,0\%$  и  $C_1 = 19$ .

**Решение.** По уравнению (8.2) изотермы БЭТ

$$\alpha_{0,05}^* = \frac{2,0 \cdot 19 \cdot 0,05}{(1 - 0,05)[1 + (19 - 1)0,05]} = 0,0105 \text{ кг};$$

$$\alpha_{0,15}^* = \frac{2,0 \cdot 19 \cdot 0,15}{(1 - 0,15)[1 + (19 - 1)0,15]} = 0,0193 \text{ кг}.$$

**Пример 8.3.** Определить количество поглощенного  $\text{CS}_2$  одним килограммом цеолита NaA при  $20^\circ \text{C}$  и парциальном давлении  $\text{CS}_2$   $p = 30$  мм рт. ст. Система NaA –  $\text{CS}_2$  описывается изотермой (8.3). Коэффициент аффинности для  $\text{CS}_2$   $\chi = 2,08$ ; структурная константа для NaA  $B = 4,9 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-2}$ ; параметр  $W_0 = 0,205 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$ .

**Решение.** Определяется (табл. XI) давление насыщенного пара  $\text{CS}_2$  при  $20^\circ \text{C}$   $p^* = 298$  мм рт. ст. и плотность жидкого сероуглерода (табл. III)  $\rho^* = 1263 \text{ кг/м}^3$ , находится молярный объем жидкости  $v^* = 76,13/1263 = 0,0604 \text{ м}^3/\text{кмоль}$ .

По уравнению изотермы адсорбции (8.3) находится искомое количество поглощенного сероуглерода:

$$a^* = \frac{0,205 \cdot 10^{-3}}{0,0604} \exp \left[ -4,9 \cdot 10^{-6} \left( \frac{293}{2,08} \lg \left( \frac{298}{30} \right) \right)^2 \right] =$$

$$= 3,08 \cdot 10^{-3} \text{ кмоль/кг} = 0,235 \text{ кг/кг}.$$

**Пример 8.4.** Вычислить время окончания процесса адсорбции внутри сферической частицы активированного угля СКТ при ее заполнении бензолом при следующих условиях: диаметр частицы  $d = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; концентрация адсорбтива в окружающем частицу газе  $C_0 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$ ; температура процесса  $t = 20^\circ \text{C}$ ; коэффициент эффективной диффузии бензола через насыщенный слой внутри частиц  $D_{\text{эф}} = 2,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

**Решение.** Изотерма паров бензола на угле СКТ при 20 °С представлена на рис. 8.2, из которого следует, что приближенно ее можно считать прямоугольной и значение предельного насыщения принять  $a_M^* = 270 \text{ кг/м}^3 \approx \text{const}$ , а процесс адсорбции – соответствующим режиму послышной отработки с продвижением четкой границы между полностью отработанным слоем и чистым от адсорбтива ядром в глубь частицы.

Время полного заполнения частицы при этих предельных условиях может быть найдено по соотношению (8.6):

$$\tau_M = 270(1 \cdot 10^{-3})^2 (6 \cdot 2,3 \cdot 10^{-6} \cdot 20 \cdot 10^3) = 978 \text{ с.}$$

**Пример 8.5.** Частицами активированного угля сферической формы диаметром  $d = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  адсорбируется хлористый этил при постоянном его парциальном давлении в окружающей частицы среде  $p = 1,5 \text{ мм рт. ст.}$  и температуре 20 °С. Равновесие описывается изотермой Ленгмюра с параметрами  $a_M^* = 0,55 \text{ кг/кг угля}$  и  $b = 0,013 \text{ (мм рт. ст.)}^{-1}$ . Определить среднюю концентрацию хлористого этила в первоначально чистых частицах угля через 200 с после начала адсорбции. Коэффициент диффузии хлористого этила в воздухе при 20 °С принять  $D = 7,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ; плотность частицы угля  $\rho_y = 1,2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ .

**Решение.** По уравнению изотермы Ленгмюра (8.1) производится оценка второго слагаемого в знаменателе:

$$bp = 0,013 \cdot 1,5 = 0,0195.$$

В первом приближении полученным значением  $bp$  по сравнению с единицей можно пренебречь и, таким образом, считать равновесную зависимость линейной  $a^* = a_M^* bp$ , что дает возможность использовать в условиях примера кинетическое соотношение (8.5).

Эффективный коэффициент диффузии внутри зерна  $D_s = D/(1 + \Gamma)$ , где  $\Gamma$  – константа, являющаяся коэффициентом пропорциональности в линейном законе Генри  $a^* = \Gamma C$ , когда величины  $a^*$  и  $C$  выражены в массовых концентрациях. Значение константы Генри пересчитывается в безразмерную форму:

$$\Gamma = (a_M^* b) \rho_y \frac{RT}{M} \frac{760}{1,013 \cdot 10^5} = (0,55 \cdot 0,013) 1,2 \cdot 10^3 \cdot \frac{8310(273+20)}{64,5} \cdot \frac{760}{1,013 \cdot 10^5} = 2430.$$

Определяется значение диффузионного критерия Фурье

$$Fo' = \frac{D_s}{R^2} \tau = \frac{7,9 \cdot 10^{-6} / (1+2430)}{(2,0 \cdot 10^{-3})^2} 200 = 0,162.$$

Находится относительная насыщенность зерен поглощенным компонентом (уравнение (8.6)):

$$\frac{C}{C_0} = 1 - 6 \left\{ \frac{e^{-\pi^2 \cdot 0,162}}{\pi^2} + \frac{e^{-(2\pi)^2 \cdot 0,162}}{(2\pi)^2} + \frac{e^{-(3\pi)^2 \cdot 0,162}}{(3\pi)^2} + \dots \right\} = 0,877.$$

Концентрация адсорбата в частицах

$$a^* = a_{MBP}^* \frac{C}{C_0} = 0,55 \cdot 0,013 \cdot 1,5 \cdot 0,877 = 0,0094 \text{ кг/кг угля} = \\ = 11,5 \text{ кг/м}^3 \text{ угля.}$$

**Пример 8.6.** Вычислить значение коэффициента массоотдачи от потока воздуха, содержащего примесь сероуглерода, фильтрующегося через неподвижный слой сферических частиц адсорбента диаметром  $3 \cdot 10^{-3}$  м. Массовый поток воздуха  $0,50 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ . Температура воздуха  $20^\circ \text{C}$ . Порозность неподвижного слоя  $\epsilon_0 = 0,4$ .

**Решение.** Удельная поверхность частиц одинакового размера

$$\sigma = 6(1 - \epsilon_0)/d = 6(1 - 0,4)/3 \cdot 10^{-3} = 1,2 \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{м}^3.$$

Используются корреляционные соотношения (8.4), для чего определяется значение эквивалентного критерия Рейнольдса

$$\text{Re}_s = 4 \cdot 0,50 / (1,2 \cdot 10^3 \cdot 0,018 \cdot 10^{-3}) = 926,$$

где  $\mu = 0,018 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — динамическая вязкость воздуха при  $20^\circ \text{C}$  (рис. IV).

Определяется значение диффузионного критерия Нуссельта

$$\text{Nu}' = 0,395 \cdot 926^{0,64} \cdot 1,52^{0,33} = 36,0,$$

где  $\text{Pr}' = \mu/(\rho D) = 0,018 \cdot 10^{-3} / (1,23 \cdot 9,64 \cdot 10^{-6}) = 1,52$ ;  $\rho = 1,29 \cdot 273 / (273 + 20) = 1,23 \text{ кг/м}^3$  — плотность воздуха;  $D = D_0(T/T_0)^{3/2} = 8,9 \cdot 10^{-6} (293/273) = 11,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $D_0 = 8,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  — коэффициент диффузии паров сероуглерода в воздухе при  $t = 0^\circ \text{C}$  и атмосферном давлении (табл. XXXVIII).

Вычисляется искомый коэффициент внешней массоотдачи

$$\beta = \text{Nu}' D / d^2 = 36,0 \cdot 11,1 \cdot 10^{-6} / (3 \cdot 10^{-3})^2 = 44,5 \text{ с}^{-1}.$$

**Пример 8.7.** Найти значение общего коэффициента массопередачи при адсорбции паров воды из потока воздуха в аппарате с псевдоожиженным слоем сферических частиц цеолита NaA; диаметр частиц  $2 \cdot 10^{-3}$  м. Температура изотермического процесса  $20^\circ \text{C}$ ; объемный расход газа на  $1 \text{ м}^2$  поперечного сечения слоя  $5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ . Концентрация паров влаги в поступающем воздухе  $3,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$ .

**Решение.** Значение объемного коэффициента массопередачи  $\beta_{0,v}$  может быть найдено по корреляционному соотношению (8.9):

$$\beta_{0,v} = (24,3 \cdot 10^{-6} / (2 \cdot 10^{-3})^2) 4,0 (5,0 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3} / 24,3 \cdot 10^{-6})^{0,70} \times \\ \times (17,3 \cdot 10^{-3} / 3,5 \cdot 10^{-3})^{0,35} [2,53^2 / (5,5 \cdot 10^{-6} (273 + 20)^2)]^{1,1} = 402 \text{ с}^{-1},$$

где  $\chi = 2,53$  — значение коэффициента аффинности для паров воды;  $B = 5,5 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-2}$  — структурная константа цеолита NaA;  $D = 21,9 \cdot 10^{-6} (293/$

$273)^{3/2} = 24,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  и  $D_0 = 21,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коэффициенты диффузии паров влаги в воздухе при  $20^\circ\text{C}$  и при  $0^\circ\text{C}$  (табл. XXXVIII);  $C_s = 17,3 \text{ кг/м}^3$  – объемная концентрация (плотность) насыщенного водяного пара при  $20^\circ\text{C}$  (табл. XLI).

**Пример 8.8.** Определить максимальное и реальное время защитного действия неподвижного слоя активированного угля СКТ высотой 400 мм при фильтровании через него потока воздуха с начальной концентрацией паров бензола  $C_0 = 25 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$  и температурой  $20^\circ\text{C}$ . Скорость воздуха на полное сечение аппарата 0,46 м/с; изотерма адсорбции прямоугольная; равновесная емкость частиц адсорбента  $a_M^* = 270 \text{ кг/м}^3$  (рис. 8.2), порозность слоя  $\epsilon_0 = 0,38$ . Потеря времени защитного действия слоя согласно опытными данным  $\tau_0 = 820 \text{ с}$ .

**Решение.** Максимально возможное время защитного действия слоя находится по формуле (8.10):

$$\tau_{a, M} = \frac{270(1 - 0,41)}{0,46 \cdot 25 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,400 = 5540 \text{ с.}$$

Реальное время защитного действия (формула (8.11)):

$$\tau_a = 5540 - 820 = 4720 \text{ с} = 1,31 \text{ ч.}$$

Минимальная высота слоя

$$h_m = 0,400 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 820 / 270(1 - 0,41) = 0,0515 \text{ м.}$$

Это означает, что слой высотой 51,5 мм и менее уже в самом начале процесса адсорбции пропустит в выходящем потоке концентрацию паров бензола выше проскоковой для заданных условий процесса.

**Пример 8.9.** Определить необходимую высоту движущегося со скоростью  $v = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$  слоя активированного угля при адсорбции из потока воздуха ( $w = 0,42 \text{ м/с}$  на полное сечение) адсорбтива от концентрации 0,10 до 0,01 кг/м<sup>3</sup>. Изотерма адсорбции представлена на рис. 8.5. В поступающем адсорбенте концентрация целевого компонента  $a_0 = 1,3 \text{ кг/м}^3$ . Зависимость общего коэффициента массопередачи от концентрации адсорбтива в угле представлена аппроксимационной зависимостью  $\beta_0 = 12,7 \cdot \exp(-0,068a) \text{ с}^{-1}$ . Порозность движущегося слоя  $\epsilon = 0,50$ .

**Решение.** По уравнению материального баланса (8.12) находится значение концентрации в выходящем слое адсорбента (в кг на 1 м<sup>3</sup> объема слоя)

$$a_k = 0,42(0,10 - 0,01) / 2,6 \cdot 10^{-3} + 1,3 = 15,8 \text{ кг/м}^3.$$

Концентрация на 1 м<sup>3</sup> объема собственно частиц угля

$$a_k = 15,8 / (1 - 0,5) = 31,6 \text{ кг/м}^3.$$

Рабочая линия непрерывного процесса наносится на рис. 8.5. Необходимая высота движущегося слоя определяется через значение интеграла в уравнении (8.13); при этом текущие значения  $a$  при различных концентрациях  $C$  согласно уравнению рабочей линии процесса подставляются в равновесную зависимость  $C^*(a)$  и в зависимость  $\beta_0(a)$ .

При графическом способе вычисления интеграла общий интервал  $C_0 - C_k$  разбивается на несколько подынтервалов, на их границах  $C_i$  находятся значения  $a_i$ , затем определяются  $C_i^*(a_i)$  и  $\beta_{0,i}(a_i)$ . По этим данным для каждого  $C_i$  находится значение подынтегрального выражения  $\{\beta_{0,i}[C_i - C_i^*(a_i)]\}^{-1}$ , заполняется таблица:

$10^3 \cdot C, \text{ кг/м}^3$	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$a_i, \text{ кг/м}^3$	26,4	23,8	20,9	18,2	15,4	12,5	9,7	7,0	4,1	1,3
$C_i^* \cdot 10^3, \text{ кг/м}^3$	77,0	63,5	52,5	42,7	33,0	25,0	18,0	12,3	6,8	1,9
$\beta_{0,i}, \text{ с}^{-1}$	2,11	2,52	3,01	3,68	4,46	5,43	6,57	7,89	9,61	11,6
$(\beta_{0,i}[C_i - C_i^*])^{-1},$ $\text{с} \cdot \text{м}^3/\text{кг}$	20,6	15,0	12,1	9,95	8,30	7,37	6,92	7,16	7,88	10,6

и строится график (рис. 8.6).

Площадь под кривой на рис. 8.6 равна 0,89 с.

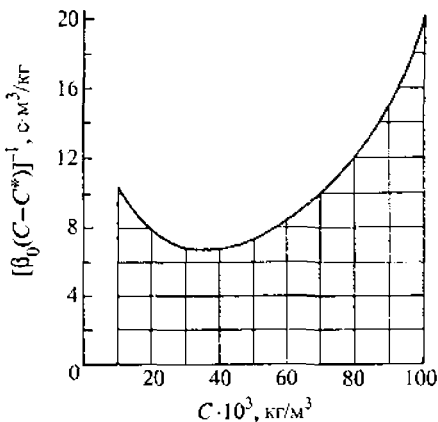
Следовательно, искомая высота движущегося слоя сорбента

$$H = 0,42 \cdot 0,89 = 0,374 \text{ м.}$$

Производится сравнение с результатом расчета необходимой высоты в предположении

$$\bar{\beta}_0 = \text{const} = \frac{1}{a_k - a_0} \int_{a_0}^{a_k} 12,7 e^{-0,068a} da = \frac{12,7}{31,6 - 1,3} \frac{e^{-0,068 \cdot 1,3} - e^{-0,068 \cdot 31,6}}{0,068} = 4,92 \text{ с}^{-1}$$

по методу числа единиц переноса. Построение прямоугольных ступеней между рабочей линией и равновесной кривой (рис. 8.5) дает  $n = 4$ .



На верхней ( $i = 1$ ) ступени изменения концентрации происходит изменение концентрации, определяемое по рис. 8.3:  $0,100 - 0,077 = 0,023 \text{ кг/м}^3$ ; средняя движущая разность концентраций на этой ступени вычисляется как среднее арифметическое значение:

Рис. 8.6. Графическое интегрирование при определении необходимого времени контакта потока носителя с адсорбентом (к примеру 8.9)



$$\overline{\Delta C_1} = [(0,100 - 0,077) + (0,077 - 0,050)]/2 = 0,025 \text{ кг/м}^3;$$

для последующих ступеней:

$$\overline{\Delta C_2} = [(0,077 - 0,050) + (0,050 - 0,026)]/2 = 0,025 \text{ кг/м}^3;$$

$$\overline{\Delta C_3} = [(0,050 - 0,026) + (0,026 - 0,010)]/2 = 0,025 \text{ кг/м}^3;$$

$$\overline{\Delta C_4} = [(0,026 - 0,010) + (0,010 - 0,002)]/2 = 0,012 \text{ кг/м}^3.$$

Находятся значения чисел единиц переноса, соответствующие ступеням изменения концентраций:

$$m_1 = (0,100 - 0,077)/0,025 = 0,920;$$

$$m_2 = (0,077 - 0,050)/0,025 = 1,06;$$

$$m_3 = (0,050 - 0,026)/0,025 = 0,96;$$

$$m_4 = (0,026 - 0,010)/0,012 = 1,33.$$

Общее число единиц переноса

$$m_c = 0,920 + 1,06 + 0,96 + 1,33 = 4,27.$$

Необходимая высота движущегося слоя в этом случае согласно (8.14):

$$H = 0,0854 \cdot 4,27 = 0,365 \text{ м},$$

где  $h_s = 0,42/4,92 = 0,0854 \text{ м}$  — эквивалентная высота единицы переноса.

Таким образом, значение высоты слоя, определенное в упрощенных предположениях о линейности изотермы адсорбции на четырех отдельных участках слоя и о возможности использования среднеинтегрального значения общего коэффициента массопереноса, оказывается приблизительно на 5,6 % меньше значения, определенного графическим интегрированием.

**Пример 8.10.** Определить основные размеры аппарата с псевдооживленным слоем частиц цеолита NaA плотностью  $1200 \text{ кг/м}^3$  и диаметром 2 мм при непрерывной адсорбции водяного пара из потока воздуха от начальной концентрации  $3,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$  до конечной концентрации  $0,04 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$  при атмосферном давлении. Объемный расход воздуха  $0,50 \text{ м}^3/\text{с}$  при температуре адсорбции  $20^\circ\text{C}$ . Концентрация влаги в исходном адсорбенте составляет  $0,48 \text{ кг/м}^3$ . Изотерма адсорбции может быть принята линейной:  $a^* = 4 \cdot 10^4 \text{ C}$ . Коэффициент аффинности для паров влаги  $\chi = 2,53$ ; структурная константа цеолита  $B = 5,5 \cdot 10^6 \text{ К}^{-2}$ . Порозность псевдооживленного слоя  $\varepsilon = 0,5$ .

**Решение.** Определяется значение критерия Архимеда

$$\text{Ar} = \frac{gd^3}{\nu^2} = \frac{\rho_\tau - \rho}{\rho} = \frac{9,81 (2 \cdot 10^{-3})^3}{(14,9 \cdot 10^{-6})^2} = \frac{1200 - 1,21}{1,21} = 3,52 \cdot 10^5.$$

где  $\rho = \frac{29}{22,4} \frac{273}{273 + 20} = 1,21 \text{ кг/м}^3$ ;  $\nu = \mu/\rho = 0,018 \cdot 10^{-3}/1,21 = 14,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  
 $\mu = 0,018 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  — динамическая вязкость воздуха при  $20^\circ \text{C}$  (рис. IV).

Критерий Рейнольдса определяется по формуле (2.32), решенной относительно  $Re$ :

$$Re = \frac{3,52 \cdot 10^5 \cdot 0,5^{4,75}}{18 + 0,61 \sqrt{3,52 \cdot 10^5 \cdot 0,5^{4,75}}} = 149.$$

Скорость воздуха на полное сечение аппарата  $w = Re \cdot \nu/d = 149 \cdot 14,9 \cdot 10^{-6}/0,002 = 1,11 \text{ м/с}$ .

Диаметр цилиндрического аппарата

$$D_{\text{ап}} = \sqrt{V_c / (\pi/4) w} = \sqrt{0,5 / (\pi/4) 1,11} = 0,756 \text{ м}.$$

Минимальный расход адсорбента  $M_{\text{т. мин}}$  находится из условия достижения равновесия между выходными концентрациями в воздухе и в потоке адсорбента:

$$M_{\text{т. мин}} = V_c (C_0 - C_k) / [a^* (C_k) - a_n] = \\ = 0,50 (3,8 \cdot 10^{-3} - 0,04 \cdot 10^{-3}) / [4 \cdot 10^4 \cdot 0,04 \cdot 10^{-3} - 0,48] = 1,68 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительный расход адсорбента может быть принят с запасом в 30 %:

$$M_{\text{т}} = 1,3 M_{\text{т. мин}} = 1,3 \cdot 1,68 \cdot 10^{-3} = 2,18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Значение общего коэффициента массопередачи, отнесенного к единице объема псевдооживленного слоя, находится по корреляционному соотношению (8.9):

$$\beta_{0, \nu} = \frac{24,3 \cdot 10^{-6}}{(2 \cdot 10^{-3})^2} 4,0 \left( \frac{2,18 \cdot 10^{-3} / (0,785 \cdot 0,756^2) 2 \cdot 10^{-3}}{24,3 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,70} \times \\ \times \left( \frac{17,3 \cdot 10^{-3}}{3,8 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,35} \left( \frac{2,53^2}{5,5 \cdot 10^{-6} \cdot 293^2} \right)^{1,1} = 350 \text{ с}^{-1},$$

где  $D = D_0 (T/T_0)^{3/2} = 21,9 \cdot 10^{-6} (293/273)^{3/2} = 24,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $D_0 = 21,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  — коэффициент диффузии паров влаги в воздухе при  $20^\circ \text{C}$  и при  $0^\circ \text{C}$  (табл. XXXVIII);  $C_k = 17,3 \text{ кг/м}^3$  — концентрация (плотность) насыщенного водяного пара при  $20^\circ \text{C}$  (табл. XLI).

Средняя концентрация влаги в выходящем из аппарата адсорбенте находится из уравнения материального баланса:

$$\bar{a} = V_c (C_0 - C_k) / M_{\text{т}} + a_n = 0,50 (3,8 \cdot 10^{-3} - 0,04 \cdot 10^{-3}) / 2,18 \cdot 10^{-3} + 0,48 = \\ = 1,34 \text{ кг/м}^3.$$

Согласно уравнению изотермы

$$C^*(\bar{a}) = 1,34/4 \cdot 10^4 = 0,0335 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3.$$

С учетом перемешивания дисперсного адсорбента в псевдооживленном слое вычисляется средняя движущая разность концентрации по газовой фазе (формула (5.32)):

$$\Delta C_{\text{ср}} = \frac{[C_0 - C^*(\bar{a})] - [C_K - C^*(\bar{a})]}{\ln \{ [C_0 - C^*(\bar{a})] / [C_K - C^*(\bar{a})] \}} =$$

$$= \frac{[3,8 \cdot 10^{-3} - 0,0335 \cdot 10^{-3}] - [0,04 \cdot 10^{-3} - 0,0335 \cdot 10^{-3}]}{\ln \{ [3,8 \cdot 10^{-3} - 0,0335 \cdot 10^{-3}] / [0,04 \cdot 10^{-3} - 0,0335 \cdot 10^{-3}] \}} = 0,592 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Необходимый объем адсорбента в псевдооживленном слое определяется по уравнению массопередачи (8.7), в котором количество передаваемого компонента находится по материальному балансу:

$$V_a = V_c (C_0 - C_K) / (\beta_{0,v} \Delta C_{\text{ср}}) = 0,50 (0,0038 - 0,00004) / (350 \cdot 0,592 \cdot 10^{-3}) =$$

$$= 9,10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Объем псевдооживленного слоя

$$V_{\text{сл}} = V_a / \varepsilon = 9,10 \cdot 10^{-3} / 0,5 = 18,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Высота слоя

$$H = V_{\text{сл}} (\pi / 4 D_a^2) = 18,2 \cdot 10^{-3} / (0,785 \cdot 0,756^2) = 39,7 \cdot 10^{-3} \text{ м} \approx 40 \text{ мм}.$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

8.1. Сравнить равновесные значения масс хлористого этила, поглощенных 1 кг активированного угля, при различных значениях парциальных давлений паров хлористого этила 20 и 200 мм рт. ст. и температурах  $-15$  и  $20^\circ\text{C}$ . Объяснить полученные результаты. Параметры изотермы Ленгмюра взять из примера 8.1.

8.2. Сравнить равновесные количества пропана, адсорбирующиеся одним килограммом мелкопористого силикагеля при  $20^\circ\text{C}$  и относительных давлениях пропана 0,07 и 0,14. Считать справедливой изотерму БЭТ с параметрами  $a_M = 9,5\%$  (массовая доля) и  $C_1 = 9,2$ .

8.3. Определить количества воды, адсорбированной по достижении равновесия 8 кг цеолита СаХ при температуре  $40^\circ\text{C}$  и парциальных давлениях пара  $p = 5$  и  $50$  мм рт. ст. Параметры изотермы (8.3):  $W_0 = 0,235 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $B = 6,15 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-2}$ ;  $\chi = 2,53$ .

8.4. Сравнить времена полного заполнения сферических частиц адсорбента в условиях примера 8.4, но для диаметров  $4 \cdot 10^{-3}$  и  $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

8.5. Определить степени отработки сферических частиц активированного угля при поглощении хлористого этила при условиях

примера 8,5, но при времени процесса 100 с, а также при диаметрах частиц 3,0 и 2,0 мм.

8.6. Сравнить интенсивности внешнего массопереноса, отнесенные к единице движущей разности концентрации, для неподвижных слоев сферических частиц адсорбента размерами 1,0 и 2,0 мм, в процессе адсорбции паров хлороводорода из воздуха при общем давлении  $P = 1520$  мм рт. ст. и температуре  $15^\circ\text{C}$ . Расход воздушной смеси одинаков —  $V_c = 0,15 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

8.7. Сравнить значения общих коэффициентов массопередачи при адсорбции паров этанола из потока воздуха в псевдоожиженном слое частицами активированного угля АГ-3 диаметром 1 и 2 мм при  $20^\circ\text{C}$  и парциальном давлении паров в исходной смеси 25 мм рт. ст. Расход адсорбента на  $1 \text{ м}^2$  поперечного сечения слоя  $0,60 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ . Высота псевдоожиженного слоя 70 мм. Коэффициент аффинности адсорбтива и структурная константа адсорбента 0,61 и  $1,02 \cdot 10^{-8} \text{ К}^{-2}$  соответственно.

8.8. Определить необходимую высоту  $H$  неподвижного слоя активированного угля СКТ порозностью 0,38 при адсорбции им паров бензола из воздушного потока, имеющего объемную скорость  $0,280 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  и начальную концентрацию  $0,0190 \text{ кг/м}^3$ . Необходимо обеспечить время защитного действия слоя искомой высоты, равное 1 ч 30 мин. Значение минимально возможной высоты слоя  $h_m = 70$  мм определено экспериментально.

8.9. В противоточном аппарате с движущимся слоем адсорбента и газа-носителя происходит непрерывная адсорбция целевого компонента от 0,110 до  $0,005 \text{ кг/м}^3$ . Поступающий в аппарат адсорбент содержит 1,8 кг компонента в одном кубометре собственно твердой фазы. Расход газового потока  $0,39 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  при температуре процесса; объемный расход дисперсной фазы  $2,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  при порозности движущегося слоя  $\epsilon = 0,47$ . Изотерма адсорбции представлена на рис. 8.5. Опытные данные по значениям общего коэффициента массопередачи представлены графически на рис. 8.6. Определить необходимую высоту слоя адсорбента по уравнениям (8.13) и (8.14).

8.10. В условиях примера 8.10 произвести расчеты при диаметре частиц адсорбента 4 мм, а затем сравнить значения необходимых высот псевдоожиженных слоев при уменьшении выходной концентрации паров влаги в потоке воздуха в два раза (до  $C_k = 0,02 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$ ).

## ТЕРМИЧЕСКАЯ СУШКА

Термическая сушка состоит в испарении части влаги, первоначально содержащейся в капиллярно-пористом влажном материале, и удалении образующихся паров. При этом на процесс парообразования затрачивается значительное количество теплоты, получаемой материалом либо от газообразного сушильного агента (конвективная сушка), либо от горячей поверхности (контактная сушка или инфракрасная лучистая сушка), либо за счет выделения теплоты диэлектрических потерь (высокочастотная сушка). Наиболее глубокая сушка при не слишком высоких температурах может производиться при пониженных давлениях (вакуумная сушка, сублимационная сушка).

При наиболее распространенной конвективной сушке влажный материал непосредственно контактирует с горячим газом (воздух, топочные газы), параметры которого существенно влияют на глубину и скорость процесса сушки.

В процессах конвективной сушки сушильный агент (обычно горячий воздух или топочные газы, состав и физические свойства которых близки к воздуху) выполняет две функции: подводит к поверхности высушиваемого материала необходимую на испарение влаги теплоту и выводит из зоны сушки непрерывно образующиеся пары влаги. При этом практически все параметры сушильного агента ((9.3)–(9.8)) изменяются. Так, температура агента уменьшается, а абсолютная (9.6) и относительная (9.4) влажности увеличиваются. Лишь значение энтальпии сушильного агента (9.5) в условиях так называемой теоретической сушилки, в которой согласно определению потери теплоты компенсируются дополнительным ее подводом непосредственно в сушильный аппарат, остается неизменным. Это означает, что вся теплота, которую поверхность высушиваемого материала получает от сушильного агента, в таком же количестве возвращается в агент в форме теплоты паров влаги (9.5).

Эффективность работы конвективной сушилки определяется удельными расходами сушильного агента (9.10) и теплоты (9.14), которые затрачиваются на удаление 1 кг влаги из материала. Термический КПД сушилки (9.18) показывает, какую долю от общих удельных затрат теплоты составляет затрата на необходимый фазовый переход влаги из материала в паровую фазу.

При сушке большинства капиллярно-пористых материалов на первой стадии процесса наблюдается период постоянной скорости удаления влаги. Это связано с обычным постоянством внешних по отношению к влажному материалу параметров сушильного агента (скорость, температура и влагосодержание), от которых оказывается зависящим количество передаваемого к поверхности высушиваемого материала. При этом температура самой поверхности оказывается приблизительно равной температуре мокрого термометра (п. 6), поскольку убыль влаги с поверхности материала относительно легко компенсируется подводом новых порций влаги по еще заполненным влагой крупным порам, обладающим малым гидравлическим сопротивлением перемещению жидкой влаги. Однако по мере обезвоживания пористого материала еще оставшейся внутренней влаге приходится перемещаться из внутренних зон к наружным по еще заполненным жидкой влагой тонким порам, обладающим значительным гидравлическим сопротивлением. Наружная поверхность теперь не успевает смачиваться малым количеством подводимой изнутри влаги, она становится сухой, ее температура повышается, а количество поступающей от сушильного агента к высушиваемому материалу теплоты уменьшается. Скорость удаления влаги из материала непрерывно уменьшается (см. рис. 9.3 и соотношения (9.21) и (9.22)).

## ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Содержание влаги в материале может выражаться в процентах либо от общей массы влажного вещества ( $u$  – влажность), либо от массы абсолютно сухого вещества ( $u'$  – влагосодержание). Значения  $u$  и  $u'$  связаны определяющими соотношениями:

$$u' = \frac{100u}{100 - u}; \quad u = \frac{100u'}{100 + u'}. \quad (9.1)$$

2. Количество удаляемой из материала влаги  $W$  (кг/с или кг) пропорционально изменению влажности (влагосодержания) материала:

$$W = G_n \frac{u_n - u_k}{100 - u_k} = G_k \frac{u_n - u_k}{100 - u_n} = G_{\text{сух}} \frac{u'_n - u'_k}{100}, \quad (9.2)$$

где  $G_n$  и  $G_k$  – начальный и конечный массовые расходы (при периодической сушке – начальная и конечная массы) высушиваемого материала, кг/с (кг);  $G_{\text{сух}}$  – расход по абсолютно сухой основе материала, остающийся одинаковым в процессе сушки, кг/с (кг). Влажность материала (или влагосодержание) может выражаться не только в процентах, но и в долях от единицы. Тогда в формулах (9.1) и (9.2) числа 100 должны быть заменены на единицу.

3. Паросодержание парогазовой смеси (сушильного агента)  $x$  (в кг пара/кг сухого газа):

$$x = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{г}}} \frac{\varphi P_{\text{нас}}}{\Pi - \varphi P_{\text{нас}}}. \quad (9.3)$$

Здесь  $M_{\text{п}}$  и  $M_{\text{г}}$  — молярные массы пара и газа (для водяного пара в воздухе или — что практически то же самое — в топочных газах  $M_{\text{п}}/M_{\text{г}} = M_{\text{п}}/M_{\text{вх}} = 18/29 = 0,622$ );  $\Pi$  — общее давление паровоздушной смеси, кгс/см<sup>2</sup>;  $\varphi$  — относительная влажность газа.

$$\varphi = P_{\text{п}}/P_{\text{нас}}; \quad (9.4)$$

$P_{\text{п}}$  — парциальное давление водяного пара в газе (воздухе);  $P_{\text{нас}}$  — давление насыщенного водяного пара, в значительной степени зависящее от температуры (табл. XXXIV и LI), кгс/см<sup>2</sup>. Если температура влажного воздуха выше температуры насыщения водяного пара при общем давлении  $\Pi$ , то  $P_{\text{нас}} = \Pi$  и  $x = 0,622 \varphi/(1 - \varphi)$ .

4. Энтальпия влажного воздуха  $I$  (в кДж/кг сухого воздуха) состоит из энтальпий сухого воздуха и содержащейся в нем влаги и отсчитывается от состояния жидкой влаги при 0 °С.

$$I = (c_{\text{вх}} + c_{\text{п}}x)t + r_0x = (1,01 + 1,97x)t + 2493x, \quad (9.5)$$

где  $c_{\text{вх}} = 1,01$  и  $c_{\text{п}} = 1,97$  кДж/(кг·К) — удельные теплоемкости сухого воздуха и водяного пара при постоянном давлении;  $x$  — влагосодержание воздуха, кг вод. пара/кг сух. воздуха;  $t$  — температура паровоздушной смеси (влажного воздуха), °С;  $r_0 = 2493$  кДж/кг — удельная теплота парообразования воды при 0 °С.

5. Температура  $t_{\text{т.р}}$  точки росы для влажного воздуха соответствует достижению насыщенного состояния воздуха ( $\varphi = 1$ ) при его охлаждении при постоянном влагосодержании ( $x = \text{const}$ ) и определяется из соотношения (9.3) при  $\varphi = 1$ :

$$x = 0,622 \frac{1 \cdot P_{\text{нас}}(t_{\text{т.р}})}{\Pi - 1 \cdot P_{\text{нас}}(t_{\text{т.р}})}, \quad (9.6)$$

решаемого относительно  $t_{\text{т.р}}$  с использованием табличной (табл. LI и LII) зависимости  $P_{\text{нас}}$  от температуры  $P_{\text{нас}}(t)$ . Решение трансцендентного соотношения (9.6) требует итерационной процедуры или графических построений.

6. Температура мокрого термометра  $t_{\text{м}}$  для влажного воздуха соответствует его охлаждению при постоянной энтальпии до насыщенного состояния  $x_{\text{нас}}$ ,  $\varphi = 1$  и определяется решением трансцендентной системы:

$$x_{\text{нас}} = 0,622 \frac{1 \cdot P_{\text{нас}}(t_{\text{м}})}{\Pi - 1 \cdot P_{\text{нас}}(t_{\text{м}})}; \quad (9.6)$$

$$(c_{\text{вх}} + c_{\text{п}}x)t + r_0x = (c_{\text{вх}} + c_{\text{п}}x_{\text{нас}})t_{\text{м}} + r_0x_{\text{нас}},$$

решаемой относительно двух неизвестных:  $x_{\text{нас}}$  – влагосодержания насыщенного при  $t_x$  воздуха и искомой температуры  $t_x$ .

7. Связь между основными параметрами влажного воздуха ( $t$ ,  $x$ ,  $I$ ,  $\phi$ ,  $p$ ,  $t_{\text{т.р}}$  и  $t_m$ ) представлена в  $I - x$  диаграмме Рамзина (рис. 9.1), с помощью которой с достаточной для практики точностью преимущественно и решаются балансовые задачи процессов конвективной сушки горячим воздухом (топочными газами).

8. Удельный объем влажного воздуха, отнесенный к 1 кг сухого воздуха,  $v_{\text{вл. вх}}$  (в м<sup>3</sup>/кг) может быть вычислен по закону газового состояния:

$$v_{\text{вл. вх}} = \frac{R_{\text{вх}} T}{P - \phi P_{\text{нас}}}, \quad (9.8)$$

где  $R_{\text{вх}} = 287$  Дж/(кг·К) – газовая постоянная для воздуха.

9. Расход сухого воздуха  $L$  (в кг/с) в конвективной сушилке:

$$L = Wl, \quad (9.9)$$

где  $W$  – количество испаряемой из материала влаги, кг/с;  $l$  – удельный расход сухого воздуха, приходящийся на 1 кг испаряемой влаги (в кг сух. вх/кг испар. вл):

$$l = \frac{1}{x_2 - x_0}; \quad (9.10)$$

$x_0$  и  $x_2$  – влагосодержания воздуха на входе и на выходе из сушильного аппарата (кг вл/кг сух. вх).

10. Тепловой поток  $Q$  (в кВт), получаемый воздухом в калорифере при нормальном сушильном варианте (последовательное соединение калорифера и сушилки без возврата (рециркуляции) сушильного агента, рис. 9.2):

$$Q = L(I_1 - I_0), \quad (9.11)$$

где  $I_0$  и  $I_1$  – удельные энтальпии воздуха на входе в калорифер и на выходе из него, кДж/кг сух. воздуха.

Уравнение теплового баланса всей сушильной установки для нормального сушильного варианта:

$$Q = L(I_2 - I_0) + \sum Q_{\text{пот}}, \quad (9.12)$$

где  $I_2$  – удельная энтальпия воздуха на выходе из сушилки, кДж/кг сух. воздуха;  $\sum Q_{\text{пот}}$  – суммарные потери теплоты в окружающую среду, на нагрев сушимого материала и возможных транспортных средств, кВт.

Расход теплоты в теоретической сушилке  $Q_{\text{т}}$ , для которой можно пренебречь величиной  $\sum Q_{\text{пот}}$ :

$$Q_{\text{т}} = L(I_1 - I_0), \quad (9.13)$$



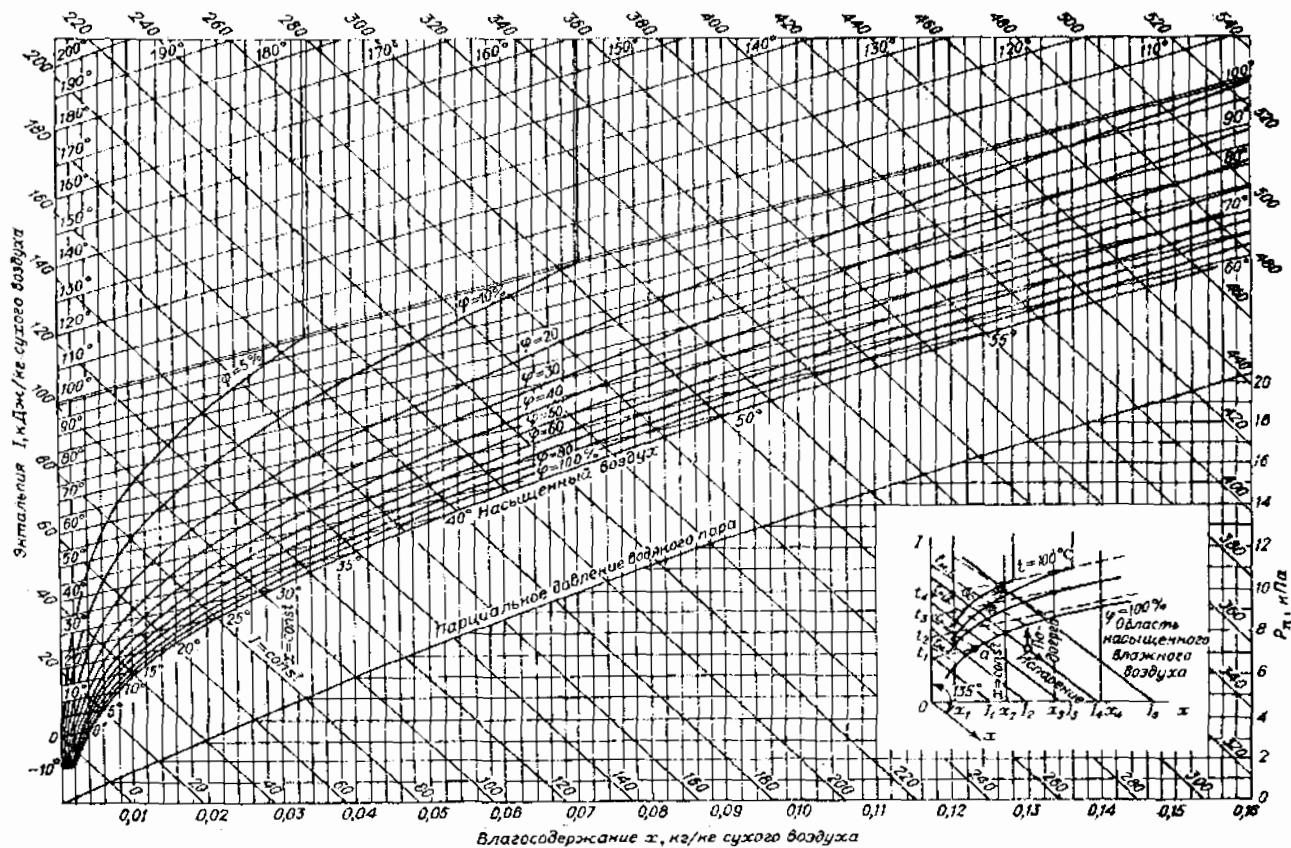


Рис. 9.1. Диаграмма состояния смеси воздуха и паров воды (диаграмма Рамзина)

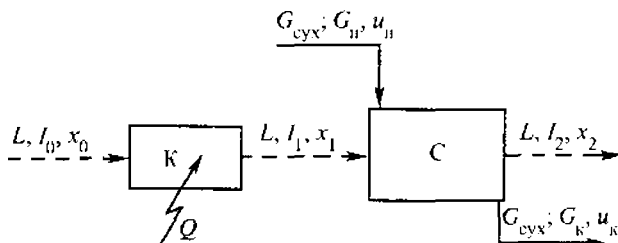


Рис. 9.2. Схема нормального сушильного варианта:

К – калорифер; С – сушильный аппарат

11. Удельные расходы теплоты (в кДж/кг испаряемой влаги); для реальной сушилки (с учетом потерь теплоты)

$$q = \frac{Q}{W} = \frac{I_1 - I_0}{x_2 - x_0} = l(I_1 - I_0); \quad (9.14)$$

для теоретической сушилки при тех же конечных параметрах сушильного агента

$$q_{\tau} = \frac{I_2 - I_0}{x_2 - x_0}. \quad (9.15)$$

Разность удельных расходов теплоты в реальной и в теоретической сушилках выражается через разность энтальпий сушильного агента на входе и выходе из сушилки:

$$q - q_{\tau} = \frac{I_1 - I_2}{x_2 - x_0} = \Delta. \quad (9.16)$$

Если отсутствует дополнительный теплоподвод непосредственно в сушилке, удельные потери теплоты имеют вид:

$$\Delta = \sum Q_{\text{пот}} / W = q_{\text{мат}} + q_{\text{тр}} + q_{\text{пот}} - c_v v_n, \quad (9.17)$$

где  $q_{\text{мат}} = (G_k/W)c_k(v_k - v_n)$ ;  $q_{\text{тр}} = (G_{\text{тр}}/W)c_{\text{тр}}(v_k - v_n)$ ;  $q_{\text{пот}} = Q_{\text{пот}}/W$ ;  $c_k$ ,  $c_{\text{тр}}$  и  $c_v$  – удельные теплоемкости высушенного материала, транспортных средств и жидкой влаги, Дж/(кг·К);  $v_n$ ,  $v_k$  – температуры материала (также и транспортных средств) на входе и выходе из сушилки, °С;  $G_{\text{тр}}$  – масса транспортных средств, поступающих в сушилку в единицу времени, кг/с;  $Q_{\text{пот}}$  – потери теплоты в окружающую среду в основном с наружной поверхности теплоизоляции, кВт.

12. Термический коэффициент полезного действия (эффективность) сушилки

$$\eta = r/q, \quad (9.18)$$

где  $r$  – удельная теплота парообразования воды, определяемая при температуре мокрого термометра, кДж/кг;  $q$  – удельный расход теплоты, кДж/кг.

13. Психрометрическая расчетная формула для вычисления парциального давления пара в воздухе при измерении значений температуры  $t$  и температуры  $t_m$  мокрого термометра с помощью психрометра:

$$p_u = P_{\text{нас, м}} - A(t - t_m) \Pi, \quad (9.19)$$

где  $P_{\text{нас, м}}$  — давление насыщенного пара при  $t_m$ ;  $A, K^{-1}$  — коэффициент, учитывающий влияние скорости  $w$  влажного воздуха, может быть при  $w > 0,5$  м/с рассчитан по эмпирической формуле  $A = 0,00065 + + 0,0000675/w$ .

Значения всех параметров паровоздушной смеси по показаниям психрометра ( $t, t_m$ ) могут быть с достаточной для практики точностью получены с помощью  $I - x$  диаграммы (см. пример 9.12).

14. Интенсивность испарения воды  $W_n$  (в кг/(м<sup>2</sup>·ч)) со смоченной поверхности влажного материала при сушке его в периоде постоянной скорости сушки может быть найдена с помощью эмпирического размерного соотношения

$$W_n = 0,0408 w^{0,80} (P_{\text{нас}} - p_n), \quad (9.20)$$

в котором  $w$  — скорость воздуха у поверхности влажного материала, м/с;  $P_{\text{нас}}$  и  $p_n$  — давление насыщенного пара у влажной поверхности при  $t_m$  и парциальное давление пара в потоке сушильного агента, мм рт. ст.

15. Продолжительность процесса сушки при неизменных параметрах ( $t, x$  и  $w$  сушильного агента) может быть приближенно найдена (рис. 9.3):

а) для периода постоянной скорости сушки при сушке от  $u'_n$  до критического влагосодержания  $u'_{кр}$

$$\tau_1 = \frac{u'_n - u'_{кр}}{N}; \quad (9.21)$$

б) для периода линейно убывающей скорости сушки (считая от начала этого периода)

$$\tau_2 = \frac{u'_{кр} - u'_p}{N} \ln \frac{u'_{кр} - u'_p}{u'_n - u'_p}. \quad (9.22)$$

Здесь  $N = -du'/dt$  — скорость сушки в периоде постоянной скорости, т. е. масса влаги, удаляемой из 1 кг сухого материала за единицу времени, кг/(кг сухого материала·с);  $u'_n, u'_{кр}, u'_k$  и  $u'_p$  — начальное, критическое, конечное и равновесное с параметрами сушильного агента влагосодержания материала. Значения  $u'_{кр}$  обычно находятся из опытных кривых скорости сушки (рис. 9.3) по точке окончания периода постоянной скорости; значение  $u'_p$  определяется для конкретных материалов также по опытным данным в зависимости от температуры и влагосодержания сушильного агента.

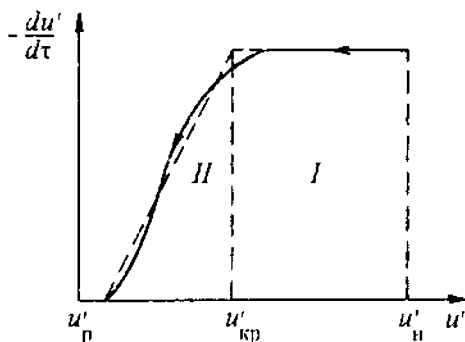


Рис. 9.3. Кривая скорости сушки влажного материала:

I, II периоды постоянной и линейно убывающей скорости сушки

Общая продолжительность  $\tau$  сушки от  $u'_н$  до  $u'_к < u'_{кр}$  находится суммированием времен сушки обоих последовательных периодов:  $\tau = \tau_1 + \tau_2$ .

16. В периоде постоянной скорости сушки дви-

жущая сила процесса может быть выражена:

а) как разность температур сушильного агента  $t$  и температуры мокрого термометра  $t_m$ , зависящей от параметров сушильного агента; при этом полагается, что наружная поверхность влажного материала приобретает температуру  $t_m$ :

$$\kappa = t - t_m; \quad (9.23)$$

величину  $\kappa$  называют также потенциалом сушки;

б) как разность влагосодержаний сушильного агента, насыщенного парами влаги в непосредственной близости от влажной поверхности  $x_{нас}$  и в основном его потоке  $x$ :

$$\Delta x = x_{нас} - x. \quad (9.24)$$

Соответственно средние в пределах периода постоянной скорости значения движущих сил процесса определяются при движении сушильного агента в режимах вытеснения:

$$\kappa_{ср} = \frac{\kappa_1 - \kappa_2}{\ln(\kappa_1/\kappa_2)}, \quad (9.25)$$

$$\Delta x_{ср} = \frac{\Delta x_1 - \Delta x_2}{\ln(\Delta x_1/\Delta x_2)}, \quad (9.26)$$

где  $\kappa_1 = t_1 - t_m$ ,  $\kappa_2 = t_2 - t_m$  — разности температур на входе и выходе из сушилки;  $t_1$  и  $t_2$  — температуры сушильного агента на входе и выходе из сушилки, °C;  $\Delta x_1 = x_{нас} - x_1$  и  $\Delta x_2 = x_{нас} - x_2$  — разности влагосодержаний сушильного агента на входе и при выходе из сушильного аппарата, кг/кг сух. воздуха.

17. Значение скорости сушки  $N$  (в кг/(кг·с)) в периоде постоянной скорости может быть либо найдено из опытов по кинетике сушки, либо рассчитано, если известно (также из опытов) значение коэффициента массоотдачи (лагоотдачи):

$$N = W/G_{сух} = \beta F \Delta x_{ср} / G_{сух}. \quad (9.27)$$

Здесь  $W$  – масса удаляемой влаги, кг/с;  $G_{\text{сух}}$  – масса абсолютно сухого материала, кг;  $\beta$  – коэффициент массоотдачи от влажной поверхности к потоку сушильного агента, кг/(м<sup>2</sup>·с·кг/кг);  $F$  – поверхность испарения высушиваемого материала, м<sup>2</sup>.

18. Значение коэффициента массоотдачи  $\beta$  может быть определено, например, из корреляционного соотношения

$$\text{Nu}' = B \text{Re}^n (\text{Pr}')^{1/2} \text{Gu}^{0.133}, \quad (9.28)$$

в котором массообменный критерий Нуссельта  $\text{Nu}' = \beta l / D$ ; критерий Рейнольдса  $\text{Re} = w l / \nu$ ; диффузионный критерий Прандтля  $\text{Pr}' = \nu / D$  и критерий Гухмана  $\text{Gu} = (T - T_m) / T$ ;  $l$  – определяющий размер – длина поверхности испарения в направлении движения сушильного агента, м;  $D$  – коэффициент диффузии паров воды в среде сушильного агента, м<sup>2</sup>/с;  $w$  – скорость сушильного агента, м/с;  $\nu$  – кинематическая вязкость сушильного агента, м<sup>2</sup>/с;  $T$  и  $T_m$  – температуры сушильного агента и мокрого термометра, К. Значения аппроксимационных коэффициентов  $B$  и  $n$  в зависимости от диапазона изменения  $\text{Re}$  приведены ниже:

$\text{Re}$	$B$	$n$
1–200	0,90	0,50
200–6000	0,87	0,54
6000–70000	0,35	0,65

19. При сушке в пределах только периода постоянной скорости и для противоточного движения материала и сушильного агента необходимая поверхность сушимого материала может быть определена по соотношению, являющемуся следствием уравнений массопередачи и баланса по влаге:

$$F = \frac{L}{\beta} \ln \frac{x_{\text{нас}} - x_1}{x_{\text{нас}} - x_2}. \quad (9.29)$$

20. Расчет процессов непрерывной сушки дисперсных материалов в аппаратах с интенсивным перемешиванием твердой и газовой фаз может производиться на основе информации о кинетической кривой периодической сушки данного материала и плотности распределения частиц дисперсной фазы по времени пребывания в зоне сушки:

$$\bar{u}' = \int_0^{\infty} u'(\tau, t_2) \rho(\tau) d\tau. \quad (9.30)$$

Здесь  $\bar{u}'$  – среднее по всем порциям значение влагосодержания выгружаемого материала;  $u'(\tau, t_2)$  – получаемая из предварительных кинетических опытов зависимость текущего влагосодержания представительной порции частиц материала от времени  $\tau$  сушки и от постоянной температуры сушильного агента на выходе из аппарата;  $\rho(\tau)$  – плотность распределения частиц по времени пребывания, с<sup>-1</sup>; для предельного слу-

чая полного перемешивания  $\rho(\tau) = \bar{\tau}^{-1} \exp(-\tau/\bar{\tau})$ , где  $\bar{\tau} = V_{\text{суш}}/V_c$  – среднее время пребывания материала в зоне сушки, с;  $V_{\text{суш}}$  – объем материала в аппарате, м<sup>3</sup>;  $V_c$  – секундный объемный расход материала, м<sup>3</sup>/с.

## ПРИМЕРЫ

**Пример 9.1.** Влажный материал, содержащий 280 г влаги на 1 кг абсолютно сухой основы, высушивается до состояния, соответствующего содержанию 70 г на 1 кг абсолютно сухого материала. Расход поступающего в сушилку влажного материала  $G_n = 2,0$  т/ч. Определить количества высушенного материала и испаряемой влаги.

**Решение.** Значения начальной и конечной влажности материала находятся согласно определению:

$$u_n = 0,280/(1 + 0,280) = 0,219 \text{ кг влаги/кг влажного материала,}$$

$$u_k = 0,070/(1 + 0,070) = 0,0654 \text{ кг влаги/кг влажного материала.}$$

Количество удаляемой из материала влаги (уравнение (9.2)):

$$W = \frac{2,0 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} \frac{0,219 - 0,0654}{1 - 0,0654} = 0,206 \text{ кг/с.}$$

Расход выгружаемого из сушилки материала, высушенного до  $u_k$ :

$$G_k = G_n - W = 0,556 - 0,206 = 0,350 \text{ кг/с.}$$

Дополнительно легко находятся значения влагосодержаний (формула (9.1)):

$$u'_n = \frac{1 \cdot 0,219}{1 - 0,219} = 0,280 \text{ кг влаги/кг абс. сух. материала,}$$

$$u'_k = \frac{1 \cdot 0,0654}{1 - 0,0654} = 0,0700 \text{ кг влаги/кг абс. сух. материала,}$$

и расход проходящего через сушилку абсолютно сухого материала:

$$G_{\text{сух}} = G_n(1 - u'_n) = 0,556(1 - 0,280) = 0,400 \text{ кг/с} = 1441 \text{ кг/ч.}$$

**Пример 9.2.** Определить количество удаляемой из 1 кг влажного материала влаги при его высушивании от а) 120 до 60 % и б) от 12 до 6 % (на абсолютно сухой материал).

**Решение.** По второму соотношению (9.1) влагосодержания материала пересчитываются на значения влажности:

$$\text{а) } u_n = \frac{100 \cdot 120}{100 + 120} = 54,5\% \quad \text{и} \quad u_k = \frac{100 \cdot 60}{100 + 60} = 37,5\%;$$

$$\text{б) } u_n = \frac{100 \cdot 12}{100 + 12} = 10,7\% \quad \text{и} \quad u_k = \frac{100 \cdot 6}{100 + 6} = 5,96\%.$$

По первому равенству (9.2) находятся количества удаляемой влаги:

$$\text{а) } W = 1 \frac{54,5 - 37,5}{100 - 37,5} = 0,272 \text{ кг;} \quad \text{б) } W = 1 \frac{10,7 - 5,96}{100 - 5,96} = 0,0504 \text{ кг.}$$

Полученные здесь данные интересно сравнить с результатами, получаемыми для процесса выпаривания, в котором согласно формуле (4.3) изменение содержания твердой фазы в растворе в два раза приводит к необходимости удаления половины растворителя независимо от диапазона, в котором происходит двойное увеличение массовой доли растворенного вещества в растворе.

**Пример 9.3.** Вычислить влагосодержание и энтальпию влажного воздуха при температуре  $t = 30^\circ\text{C}$ , относительной влажности  $\phi = 0,75$  (75 %) и общем давлении  $P = 0,0981$  МПа (1 кгс/см<sup>2</sup>).

**Решение.** При  $t = 30^\circ\text{C}$  давление насыщенного водяного пара  $P_{\text{нас}} = 0,0433$  кгс/см<sup>2</sup> (табл. LI).

Влагосодержание воздуха находится по формуле (9.3):

$$x = 0,622 \frac{0,75 \cdot 0,0433}{1 - 0,75 \cdot 0,0433} = 0,0209 \text{ кг/кг сух. воздуха.}$$

Энтальпия влажного воздуха определяется по формуле (9.5):

$$I = (1,01 + 1,97 \cdot 0,0209) 30 + 2493 \cdot 0,0209 = 83,6 \text{ кДж/кг сух. воздуха.}$$

**Пример 9.4.** По данным предыдущего примера вычислить удельный объем влажного воздуха, приходящийся на 1 кг сухого воздуха, т. е. на  $(1 + x)$  кг паровоздушной смеси.

**Решение.** Удельный объем воздушно-паровой смеси находится по формуле (9.8):

$$v_{\text{вл.вх}} = \frac{287(273 + 30)}{(1 - 0,75 \cdot 0,0433) 9,81 \cdot 10^4} = 0,916 \text{ м}^3/\text{кг сух. воздуха.}$$

**Пример 9.5.** Определить относительную влажность воздуха при его температуре  $t = 150^\circ\text{C}$ , общем давлении  $P = 760$  мм рт. ст. и влагосодержании  $x = 0,070$  кг/кг сух. воздуха.

**Решение.** При общем атмосферном давлении насыщенный водяной пар не может иметь температуру выше  $100^\circ\text{C}$ . Поэтому при температуре воздушно-паровой смеси выше  $100^\circ\text{C}$   $P_{\text{нас}} = P$  и  $x = 0,622\phi/(1 - \phi)$ , т. е. относительная влажность не зависит от температуры и является однозначной функцией  $x$ :

$$\phi = x/(0,622 + x) = 0,070/(0,622 + 0,070) = 0,101 = 10,1 \text{ \%}.$$

**Пример 9.6.** Определить влагосодержание воздуха при  $t = 60^\circ\text{C}$  и  $\phi = 50 \text{ \%}$ , если барометрическое давление  $P = 765$  мм рт. ст., и оценить погрешность при нахождении этого же влагосодержания с помощью  $I - x$  диаграммы, построенной для среднегодового давления 745 мм рт. ст.

**Решение.** При температуре  $t = 60^\circ\text{C}$  по табл. XXXIV давление насыщенного водяного пара  $P_{\text{нас}} = 149,4$  мм рт. ст. По формуле (9.3)

$$x = 0,622 \frac{0,50 \cdot 149,4}{765 - 0,50 \cdot 149,4} = 0,0673 \text{ кг/кг сух. воздуха.}$$

По диаграмме  $I - x$  (рис. 9.1) при  $t = 60^\circ\text{C}$  и  $\varphi = 50\%$  находится  $x = 0,069$  кг/кг сух. воздуха. Погрешность, таким образом, составляет  $(0,069 - 0,0673)/0,0673 = 0,0252 = 2,5\%$ .

**Пример 9.7.** С помощью  $I - x$  диаграммы (рис. 9.1) определить энтальпию и влагосодержание воздушно-паровой смеси, имеющей температуру  $60^\circ\text{C}$  и относительную влажность  $30\%$ . Найти также температуры точки росы и мокрого термометра; сравнить значения  $t_{\text{т.р}}$  и  $t_{\text{м}}$  с вычисленными по соотношениям (9.6) и (9.7) при  $P = 745$  мм рт. ст.

**Решение.** На рис. 9.4 показан порядок определения:  $I = 166$  кДж/кг сух. воздуха;  $x = 0,04$  кг/кг сух. воздуха;  $t_{\text{т.р}} = 37^\circ\text{C}$  и  $t_{\text{м}} = 40^\circ\text{C}$ .

Температура точки росы находится по соотношению (9.6) с найденным из диаграммы значением  $x = 0,04$  кг/кг:

$$0,04 = 0,622 \frac{1 \cdot P_{\text{нас}}(t_{\text{т.р}})}{745 - 1 \cdot P_{\text{нас}}(t_{\text{т.р}})},$$

откуда методом итераций с использованием данных табл. XXXIV можно получить  $t_{\text{т.р}} = 36,1^\circ\text{C}$ .

Температура мокрого термометра определяется из трансцендентной системы (9.7):

$$x_{\text{нас}} = 0,622 \frac{1 \cdot P_{\text{нас}}(t_{\text{м}})}{745 - 1 \cdot P_{\text{нас}}(t_{\text{м}})},$$

$$(1,01 + 1,97 \cdot 0,04)60 + 2493 \cdot 0,04 = (1,01 + 1,97x_{\text{нас}})t_{\text{м}} + 2493 x_{\text{нас}},$$

откуда  $t_{\text{м}} = 39,5^\circ\text{C}$  также находится методом итераций.

Левая часть последнего равенства соответствует искомой энтальпии  $I = 165$  кДж/кг сух. воздуха. При необходимости более точного определения  $x$  используется формула (9.3):

$$x = 0,622 \frac{0,3 \cdot 149,4}{745 - 0,3 \cdot 149,4} = 0,0398 \text{ кг/кг.}$$

Из примера следует, что значения  $I$  и  $x$  находятся из  $I - x$  диаграммы с достаточно высокой точностью; несколько ниже точность определения по диаграмме значений  $t_{\text{т.р}}$  и  $t_{\text{м}}$ , однако и такая точность в большинстве случаев удовлетворительна для расчетов сушильных аппаратов.



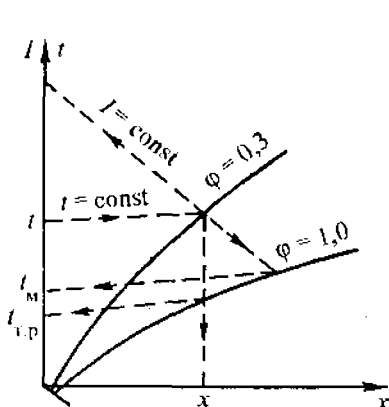


Рис. 9.4. Определение параметров влажного воздуха по  $I-x$  диаграмме (к примеру 9.7)

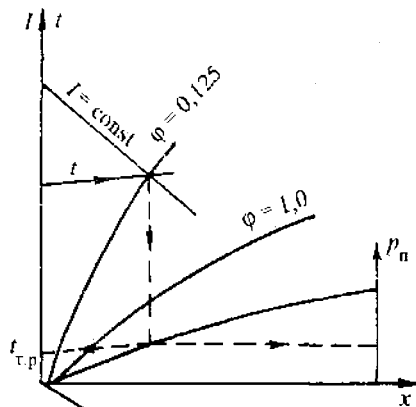


Рис. 9.5. Определение параметров паровоздушной смеси по  $I-x$  диаграмме (к примеру 9.8)

**Пример 9.8.** По диаграмме состояния  $I-x$  определить парциальное давление водяного пара, относительную влажность и температуру точки росы воздушно-паровой смеси, имеющей температуру  $t = 80^\circ\text{C}$  и энтальпию  $I = 150$  кДж/кг сух. воздуха.

**Решение.** На диаграмме  $I-x$  (9.1) с помощью построений, изображенных на рис. 9.5, находится точка пересечения изотермы  $t = 80^\circ\text{C}$  с линией  $I = 150$  кДж/кг сух. воздуха, соответствующая состоянию влажного воздуха. Эта точка проецируется на вспомогательную линию парциального давления водяного пара (под кривой  $\phi = 1,0$  (100 %)), и полученная на этой кривой точка проецируется на правую шкалу парциальных давлений (в мм рт. ст.). Проведя эти построения, можно найти  $p_n = 28$  мм рт. ст.;  $\phi = 0,125$  и  $t_{t.p} = 29^\circ\text{C}$ .

**Пример 9.9.** Определить по  $I-x$  диаграмме относительную влажность и другие параметры влажного воздуха, если показания психрометра таковы: температура (по сухому термометру)  $t = 40^\circ\text{C}$  и температура мокрого термометра  $t_m = 35^\circ\text{C}$ . Среди прочих параметров найти температуру точки росы и  $p_n$ .

**Решение.** Положение точки, соответствующей состоянию воздушно-паровой смеси на  $I-x$  диаграмме (рис. 9.1), находится путем продвижения сначала по изотерме  $t_m = 35^\circ\text{C}$  до линии насыщения воздуха ( $\phi = 1$ ) и затем — по линии  $t_m = \text{const}$  (или приблизительно — по линии  $I = \text{const}$ ) вверх и влево до пересечения с изотермой  $t = \text{const}$ . В условиях примера это дает:  $\phi = 0,71$ ,  $x =$

$= 0,032$  кг/кг сух. воздуха;  $I = 123$  кДж/кг сух. воздуха;  $p_n = 36$  мм рт. ст. и  $t_{т.в} = 33$  °С.

**Пример 9.10.** Определить по  $I-x$  диаграмме энтальпию, влагосодержание и относительную влажность воздуха после его нагрева в поверхностном калорифере от комнатных параметров  $t_0 = 24$  °С и  $\phi_0 = 0,70$  до  $t_1 = 90$  °С.

**Решение.** Начальное состояние влажного воздуха определяется на диаграмме точкой пересечения изотермы  $t_0 = 24$  °С с линией  $\phi_0 = 0,70$ . Положению этой точки соответствует  $x_0 = 0,013$  кг/кг сух. воздуха и  $I_0 = 54,5$  кДж/кг сух. воздуха. Нагрев в поверхностном калорифере – это вертикальная линия  $x_0 = \text{const}$ , проведенная до пересечения ее с изотермой  $t_1 = 90$  °С. Этой точке соответствует энтальпия  $I_1 = 126$  кДж/кг сухого воздуха и  $\phi_1 < 5$  % (рис. 9.1). При необходимости уточнить значение  $\phi_1$  из диаграммы находится парциальное давление водяного пара при  $x_1 = x_0 = 0,013$  кг/кг сух. воздуха  $p_n = 14$  мм рт. ст., что дает относительную влажность  $\phi_1 = p_n / P_{\text{нас}} = 14/745 = 0,0188 = 1,88$  %.

**Пример 9.11.** По показаниям психрометра (температура сухого термометра  $t = 85$  °С и температура мокрого термометра  $t_m = 68$  °С при барометрическом давлении  $\Pi = 750$  мм рт. ст и скорости воздуха  $w = 1,0$  м/с вычислить относительную влажность воздуха.

**Решение.** Для подстановки в определяющее равенство (9.4) по табл. LI находится давление насыщенного водяного пара при  $t = 85$  °С:  $P_{\text{нас}} = 0,590$  кгс/см<sup>2</sup>. Парциальное давление пара с учетом влияния скорости влажного воздуха производится по эмпирической формуле (9.19), для чего по табл. LI берется значение давления насыщенного пара при  $t_m = 68$  °С:  $P_{\text{нас.м}} = 0,291$  кгс/см<sup>2</sup>, а также вычисляется коэффициент, учитывающий влияние скорости влажного воздуха:

$$A = 0,00065 + 0,0000675/1,0 = 0,0007175 \text{ К}^{-1}.$$

Подстановка в формулы (9.19) и (9.4) дает значение относительной влажности:

$$\phi = \{0,291 - 0,0007175(85 - 68) 750/735\}/0,590 = 0,472.$$

**Пример 9.12.** Определить расходы сухого воздуха и теплоты в теоретической сушилке при удалении из материала 100 кг/ч влаги, если начальное состояние воздуха (перед калорифером):  $t_0 = 15$  °С и  $\phi_0 = 0,80$ , а на выходе из сушилки:  $t_2 = 44$  °С и  $\phi_2 = 0,50$ .

**Решение.** По  $I-x$  диаграмме (рис. 9.1) определяются влагосодержания воздуха до калорифера  $x_0 = 0,009$  и после сушилки  $x_2 = 0,03$  кг/кг сух. воздуха. Удельный расход воздуха находится по соотношению (9.10):

$$l = 1/(0,03 - 0,009) = 47,6 \text{ кг/кг испар. влаги.}$$

По диаграмме  $I-x$  определяются также энтальпии влажного воздуха перед калорифером  $I_0 = 40$  и после сушилки  $I_2 = 122$  кДж/кг сух. воздуха. По соотношению (9.15) находится удельный расход теплоты, соответствующий условиям работы теоретической сушилки:

$$q_{\tau} = \frac{122-40}{0,03-0,009} = 3900 \text{ кДж/кг испар. влаги.}$$

Общий расход сухого воздуха вычисляется по формуле (9.9):

$$L = 100 \cdot 47,6 = 4760 \text{ кг/ч} = 1,32 \text{ кг/с.}$$

Необходимый тепловой поток для теоретической сушилки (формула (9.13)):

$$Q = 100 \cdot 3900 / 3600 = 108 \text{ кВт.}$$

**Пример 9.13.** Определить температуру влажного материала, выходящего из сушилки при влажности выше критической, если воздух на выходе из сушилки имеет температуру  $t_2 = 100^\circ\text{C}$  и влагосодержание  $x_2 = 0,0135$  кг/кг сух. воздуха.

**Решение.** Поскольку влажность выходящего из сушилки материала превышает критическую, то это означает, что процесс сушки происходит только в пределах периода постоянной скорости, когда температура влажного материала приблизительно равна температуре мокрого термометра, соответствующей параметрам сушильного агента (воздуха). Значение  $t_{\kappa}$  находится по  $I-x$  диаграмме движением от точки с координатами  $t_2 = 100^\circ\text{C}$  и  $x_2 = 0,0135$  кг/кг вдоль линии  $I = \text{const}$  вправо и вниз до пересечения с линией насыщения  $\phi = 100\%$ ; изотерма, проходящая через эту точку пересечения, и дает искомую температуру  $t_{\kappa} = 60^\circ\text{C}$ , т. е. температуру влажного материала на выходе из сушилки.

**Пример 9.14.** Перед поверхностным калорифером (рис. 9.6) производится смешение в массовых отношениях 1:3 (по сухому воздуху) свежего воздуха с параметрами  $t_0 = 25^\circ\text{C}$  и  $\phi_0 = 50\%$  и выходящего из сушилки с параметрами  $t_2 = 50^\circ\text{C}$  и  $\phi_2 = 80\%$ . Определить параметры смеси перед калорифером и после него, если подогрев смеси производится до температуры  $t_1 = 80^\circ\text{C}$ .

**Решение.** По заданным температурам и относительным влажностям из  $I-x$  диаграммы (рис. 9.1) находятся значения влагосодержаний и энтальпий:  $x_0 = 0,01$  кг/кг сух. воздуха;  $I_0 = 50$  кДж/кг сух. воздуха;  $x_2 = 0,069$  кг/кг сух. воздуха;  $I_2 = 228$  кДж/кг сух. воздуха.

Влагосодержание и энтальпия смеси находятся по правилу аддитивности с учетом доли  $n$  возвращаемого влажного воздуха:

$$\begin{aligned} x_{\text{см}} &= (1-n)x_0 + nx_2 = (1-0,75)0,01 + 0,75 \cdot 0,069 = \\ &= 0,0542 \text{ кг/кг сух. воздуха,} \end{aligned}$$

$$I_{\text{см}} = (1-n)I_0 + nI_2 = (1-0,75)50 + 0,75 \cdot 228 = 184 \text{ кДж/кг сух. воздуха.}$$

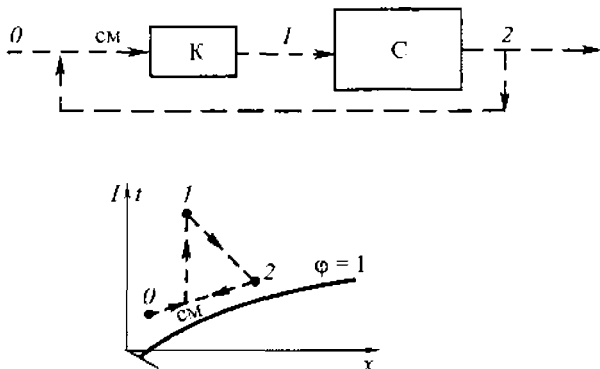


Рис. 9.6. Схема сушильной установки и изображение в  $I-x$  диаграмме процесса сушки с рециркуляцией сушильного агента (к примеру 9.14): К - калорифер; С - сушилка

По вычисленным значениям  $x_{\text{см}}$  и  $I_{\text{см}}$  на диаграмме  $I-x$  находится точка, соответствующая параметрам смеси перед калорифером. По положению этой точки находятся значения  $t_{\text{см}} = 45^\circ\text{C}$  и  $\varphi_{\text{см}} = 0,85$ . Нагреванию в поверхностном калорифере соответствует точка пересечения вертикальной линии  $x = \text{const} = x_{\text{см}}$  с изотермой  $t_1 = 80^\circ\text{C}$ . Полученной точке 1 соответствуют энтальпия  $I_1 = 225$  кДж/кг сух. воздуха и относительная влажность  $\varphi_1 = 0,18$  воздуха после калорифера.

**Пример 9.15.** Вычислить движущую силу процесса сушки по влагосодержанию воздуха  $\Delta x_{\text{ср}}$  и по температурному потенциалу  $k_{\text{ср}}$ . Сушка происходит в периоде постоянной скорости; сушилка теоретическая; нормальный сушильный вариант. Параметры атмосферного воздуха  $t_0 = 22^\circ\text{C}$  и  $\varphi_0 = 75\%$ ; параметры воздуха на выходе из сушилки  $t_2 = 50^\circ\text{C}$  и  $\varphi_2 = 45\%$ .

**Решение.** На диаграмме  $I-x$  (рис. 9.1) по парам значений  $(t_0, \varphi_0)$  и  $(t_2, \varphi_2)$  находятся точки 0 и 2, и далее, поднимаясь по ли-

ниям  $x = \text{const}$  от точки 0 и по линии  $I = \text{const}$  от точки 2 до их пересечения, находится точка 1, соответствующая состоянию воздуха после калорифера (рис. 9.7). По найденным точкам определяются необходимые для расчета по формулам (9.25) и (9.26) параметры влажного воздуха:  $x_1 = 0,0125$ ;  $x_2 = 0,037$

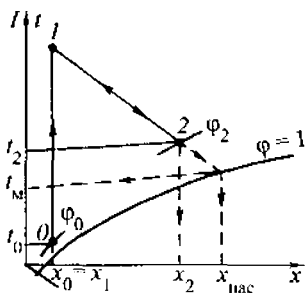


Рис. 9.7. Нормальный сушильный вариант в  $I-x$  диаграмме (к примеру 9.15)

и  $x_{\text{нас}} = 0,043$  кг/кг сух. воздуха;  $t_{\text{н}2} = 37^\circ\text{C}$ ;  $t_1 = 111^\circ\text{C}$ . Подстановка в формулы дает:

$$\kappa_{\text{ср}} = \frac{(111-37)-(50-37)}{\ln [(111-37)/(50-37)]} = 35^\circ\text{C (K)};$$

$$\Delta x_{\text{ср}} = \frac{(0,043-0,0125)-(0,043-0,037)}{\ln [(0,043-0,0125)/(0,043-0,037)]} = 0,0152 \text{ кг/кг сух. воздуха.}$$

**Пример 9.16.** Определить необходимые значения расхода воздуха, расхода и давления греющего пара для противоточной сушилки, работающей по нормальному сушильному варианту. Производительность по влажному материалу  $G_{\text{н}} = 350$  кг/ч; начальная и конечная влажности материала  $u_{\text{н}} = 42\%$  и  $u_{\text{к}} = 11\%$ ; температура материала на входе в аппарат  $u_{\text{н}} = 18^\circ\text{C}$  и на выходе  $u_{\text{к}} = 47^\circ\text{C}$ . Состояние воздуха до калорифера:  $t_0 = 15^\circ\text{C}$  и  $\phi_0 = 70\%$ ; после сушилки:  $t_2 = 45^\circ\text{C}$  и  $\phi_2 = 60\%$ . Удельная теплоемкость высушенного продукта  $c_{\text{к}} = 2,35$  кДж/(кг·К). Масса транспортирующего устройства  $G_{\text{тр}} = 600$  кг/ч. Тепловые потери в окружающую среду  $\sum Q_{\text{отт}}$  составляют 12 % от суммы остальных слагаемых теплового баланса. Влажность греющего пара составляет 6 %.

**Решение.** Количество испаряемой из материала влаги (первое равенство формулы (9.2)):

$$W = 350 \frac{41-11}{100-11} = 122 \text{ кг/ч} = 0,0339 \text{ кг/с.}$$

По диаграмме  $I-x$  находятся влагосодержание и энтальпия воздуха до калорифера  $x_0 = 0,0077$  кг/кг сух. воздуха и  $I_0 = 35$  кДж/кг сух. воздуха и после сушилки  $x_2 = 0,038$  кг/кг сух. воздуха и  $I_2 = 145$  кДж/кг сух. воздуха.

Удельный и общий расходы сухого воздуха (формулы (9.10) и (9.9)):

$$I = 1/(0,038 - 0,0077) = 33,0 \text{ кг/кг испар. влаги};$$

$$L = 122 \cdot 33,0 = 4030 \text{ кг/ч} = 1,12 \text{ кг/с.}$$

Удельный и общий расходы теплоты в теоретической сушилке (формулы (9.15) и (9.13)):

$$q_{\text{т}} = \frac{145-35}{0,038-0,0077} = 3630 \text{ кДж/кг испар. влаги};$$

$$Q_{\text{т}} = 0,0339 \cdot 3630 = 123 \text{ кВт.}$$

Тепловой поток, затрачиваемый на нагрев материала в действительной (реальной) сушилке:

$$Q_{\text{нагр}} = G_{\text{к}} c_{\text{к}} (u_{\text{к}} - u_{\text{н}}) = \frac{350-122}{3600} = 2,35(47-18) = 4,30 \text{ кВт.}$$

Тепловой поток, расходуемый на нагрев транспортного устройства, в предположении о том, что его температура на входе и выходе практически равна температуре материала:

$$Q_{\text{тр}} = G_{\text{тр}} c_{\text{тр}} (v_{\text{к}} - v_{\text{н}}) = \frac{600}{3600} = 0,50 (47 - 18) = 2,42 \text{ кВт},$$

где  $c_{\text{тр}} = 0,50 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$  – теплоемкость стали (табл. XX).

Тепловой поток, вносимый в сушилку той влагой в исходном материале, которая будет удалена из материала:

$$Q_{\text{в.л.}} = W c_{\text{в.л.}} v_{\text{н}} = 0,0339 \cdot 4,19 \cdot 18 = 2,56 \text{ кВт}.$$

Общий тепловой поток, который должен быть подведен к сушильному агенту с учетом 12 %-х потерь в окружающую среду:

$$Q = 1,12 (Q_{\text{т}} + Q_{\text{нагр}} + Q_{\text{тр}} - Q_{\text{в.л.}}) = 1,12 (123 + 4,30 + 2,42 - 2,56) = 143 \text{ кВт}.$$

Сравнение расходов теплоты  $Q$  и  $Q_{\text{т}}$  показывает, что в реальной сушилке потребность в энергии на  $(Q - Q_{\text{т}})/Q = (143 - 123)/143 = 0,14 = 14 \%$  выше, чем в теоретической.

Из соотношения (9.11) находится энтальпия влажного воздуха на входе в действительную сушилку:

$$I_1 = I_0 + Q/L = 35 + 143/1,12 = 163 \text{ кДж/кг}.$$

На диаграмме  $I - x$  полученному значению  $I_1$  на вертикальной линии нагрева при  $x_0 = 0,0077 \text{ кг/кг}$  сух. воздуха соответствует температура воздуха после калорифера  $t_1 = 138^\circ \text{C}$ .

Принимается, что разность температур насыщенного греющего пара и воздуха на выходе его из калорифера должна составлять 10 К (при меньшей разности будет быстро возрастать необходимая поверхность теплопередачи калорифера, а при большей будет возрастать давление греющего пара). Тогда температура греющего пара

$$t_{\text{г.п.}} = t_1 + 10 = 138 + 10 = 148^\circ \text{C}.$$

Температуре греющего пара  $148^\circ \text{C}$  соответствует (табл. LI) его абсолютное давление  $P_{\text{г.п.}} = 4,7 \text{ кгс/см}^2$ .

Расход греющего пара 6 %-й влажности:

$$G_{\text{г.п.}} = Q/(r_{\text{г.п.}} (1 - 0,06)) = 143/(2122 \cdot 0,94) = 0,0715 \text{ кг/с} = 257 \text{ кг/ч},$$

где  $r_{\text{г.п.}} = 2122 \text{ кДж/кг}$  – удельная теплота конденсации греющего пара при  $t_{\text{г.п.}} = 148^\circ \text{C}$  (табл. LI).

Удельный расход греющего пара, отнесенный к 1 кг испаряемой из материала влаги:

$$d = G_{\text{г.п.}}/W = 257/122 = 2,11 \text{ кг г. п./кг испар. влаги}.$$

**Пример 9.17.** Определить значение термического коэффициента полезного действия теоретической сушилки, работающей при

следующих параметрах воздуха:  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ ,  $\phi_0 = 80\%$ ;  $t_2 = 40^\circ\text{C}$  и  $\phi_2 = 60\%$ .

**Решение.** По  $I$ - $x$  диаграмме (рис. 9.1) и заданным параметрам воздуха до калорифера и после сушилки находятся значения влагосодержаний  $x_0 = 0,013$  и  $x_2 = 0,029$  кг/кг сух. воздуха, энтальпии воздуха  $I_0 = 52$  и  $I_2 = 118$  кДж/кг сух. воздуха и температура мокрого термометра воздуха для точки 2  $t_m = 34^\circ\text{C}$ , после чего по формуле (9.15) вычисляется удельный расход теплоты для теоретической сушилки:

$$q_T = \frac{118 - 52}{0,029 - 0,013} = 4125 \text{ кДж/кг испар. влаги.}$$

Удельная теплота парообразования влаги при  $t_m = 34^\circ\text{C}$  (табл. LI) равна  $r = 2417$  кДж/кг, следовательно, термический КПД сушилки (формула (9.18)):

$$\eta = 2417/4125 = 0,586 = 58,6\%.$$

**Пример 9.18.** Определить необходимые расходы воздуха, теплоты и греющего пара, термический КПД, а также теплопередающую поверхность парового калорифера при высушивании в теоретической сушилке 500 кг/ч влажного материала от 60 до 10 % (считая на общую массу). Показания психрометра атмосферного воздуха  $t_0 = 20^\circ\text{C}$  и  $t_m = 15^\circ\text{C}$ . Уходящий из сушилки воздух имеет  $t_2 = 50^\circ\text{C}$  и  $\phi_2 = 50\%$ . Температура насыщенного греющего пара на  $9^\circ\text{C}$  (К) превышает температуру воздуха на выходе из калорифера; степень сухости пара 96 %. Коэффициент теплопередачи для калорифера  $K = 45$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Тепловые потери в окружающую среду составляют лишь 3 % от полезной теплоты, что позволяет считать изменение параметров воздуха в сушилке происходящими по линии  $I = \text{const}$ , а тепловые потери учесть только в тепловом балансе при определении расхода греющего пара.

**Решение.** Количество удаляемой из материала влаги (формула (9.2)):

$$W = \frac{500}{3600} \frac{60 - 10}{100 - 10} = 0,0772 \text{ кг/с.}$$

По  $I$ - $x$  диаграмме (рис. 9.1) находятся влагосодержания и энтальпии воздуха на входе в калорифер  $x_0 = 0,009$  кг/кг сух. воздуха и  $I_0 = 44$  кДж/кг сух. воздуха (см. пример 9.9) и на выходе из сушилки  $x_2 = 0,042$  кг/кг сух. воздуха и  $I_2 = 162$  кДж/кг сух. воздуха, а также температура воздуха на выходе из калорифера (см. пример 9.16)  $t_1 = 135^\circ\text{C}$ .

По формулам (9.10) и (9.9) вычисляются удельный и общий расходы сухого воздуха:

$$l = 1/(0,042 - 0,009) = 30,3 \text{ кг/кг испар. влаги,}$$

$$L = 0,0772 \cdot 30,3 = 2,34 \text{ кг/с.}$$

По формулам (9.15) и (9.13) определяются удельный и общий расходы теплоты:

$$q_r = \frac{162 - 44}{0,0429 - 0,009} = 3575 \text{ кДж/кг испар. влаги.}$$

$$Q_r = 0,0772 \cdot 3575 = 276 \text{ кВт.}$$

Термический КПД процесса (формула (9.18)):

$$\eta = 2130/3575 = 0,596,$$

где  $r_{r,n} = 2130 \text{ кДж/кг}$  — удельная теплота конденсации греющего пара при его температуре  $t_{r,n} = t_1 + 9 = 135 + 9 = 144^\circ\text{C}$  и, соответственно, абсолютном давлении  $4,13 \text{ кгс/см}^2$  (табл. LI).

Расход теплоты с учетом ее потерь:

$$Q = 1,03Q_r = 1,03 \cdot 276 = 284 \text{ кВт.}$$

Расход греющего пара

$$G_{r,n} = 284/(2130 \cdot 0,96) = 0,139 \text{ кг/с.}$$

По формуле (3.56) определяется средняя по поверхности калорифера разность температур пара и воздуха (рис. 9.8):

$$\Delta t_{cp} = \frac{(144 - 20) - 9}{\ln [(144 - 20)/9]} = 43,8^\circ\text{C (K).}$$

По уравнению теплопередачи (3.52) определяется необходимая теплопередающая поверхность калорифера

$$F = Q/(K\Delta t_{cp}) = 284 \cdot 10^3/(45 \cdot 43,8) = 144 \text{ м}^2.$$

**Пример 9.19.** В сушилке, работающей по нормальному сушильному варианту, из материала удаляется  $1000 \text{ кг/ч}$  влаги. Атмосферный воздух с параметрами  $t_0 = 10^\circ\text{C}$  и  $\phi_0 = 78\%$  нагревается в паровом калорифере насыщенным паром ( $p_{изб} = 4,0 \text{ кгс/см}^2$ , влажность  $5\%$ ). Показания психрометра на воздухопроводе после сушилки:  $t_2 = 50^\circ\text{C}$  и  $t_m = 37,5^\circ\text{C}$ . Удельный расход теплоты на  $13\%$  больше, чем в теоретической сушилке. Определить произво-

дительность вытяжного вентилятора, расход греющего пара и поверхность калорифера при коэффициенте теплопередачи  $K = 30 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$ .

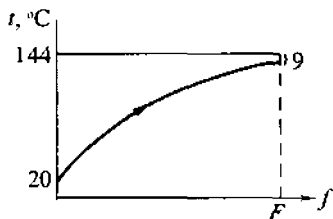


Рис. 9.8. Температурная диаграмма для парового подогревателя воздуха (к примеру 9.18)





### Расход греющего пара

$$G_{г.п.} = 1240 / (2117 \cdot 0,95) = 0,601 \text{ кг/с} = 2160 \text{ кг/ч},$$

где  $r_{г.п.} = 2117 \text{ кДж/кг}$  — удельная теплота конденсации греющего пара при  $p_{наб} = 4,0 \text{ кгс/см}^2$  ( $t_{г.п.} = 151,1^\circ\text{C}$ ) получена из табл. LI.

Средняя разность температур греющего пара и воздуха в калорифере (формула (3.56)):

$$\Delta t_{ср} = \frac{(151,1 - 10) - (151,1 - 144)}{\ln [(151,1 - 10) / (151,1 - 144)]} = 44,8^\circ\text{C (K)}.$$

Необходимая поверхность теплопередачи калорифера (формула (3.52)):

$$F = 1240 \cdot 10^3 / (30 \cdot 44,8) = 923 \text{ м}^2.$$

**Пример 9.20.** Определить расходы воздуха и теплоты при высушивании 1,0 т/ч влажного материала от  $u_n = 50\%$  до  $u_k = 6\%$  (на общую массу) в теоретической сушилке, работающей: а) по нормальному сушильному варианту; б) с промежуточным подогревом, как и в предыдущем варианте, до  $100^\circ\text{C}$ ; в) с рециркуляцией 80 % отработанного воздуха. Сравнить средние значения потенциалов сушки для этих вариантов. Параметры атмосферного воздуха:  $t_0 = 25^\circ\text{C}$  и  $x_0 = 0,0095 \text{ кг/кг сух. воздуха}$  и воздуха после сушилки:  $t_2 = 60^\circ\text{C}$  и  $x_2 = 0,041 \text{ кг/кг сух. воздуха}$ .

**Решение.** Количество испаряемой из материала влаги (формула (9.2)):

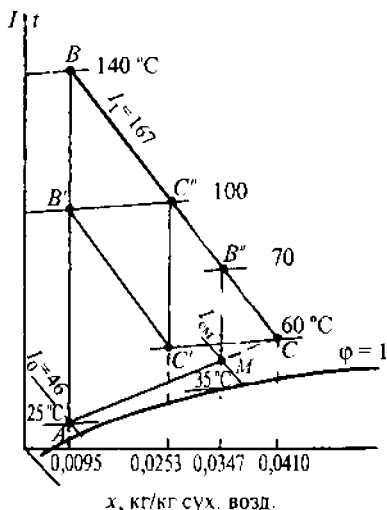
$$W = \frac{1000}{3600} \frac{50 - 6}{100 - 6} = 0,130 \text{ кг/с}.$$

а) Нормальный сушильный вариант (ABC на рис. 9.10). Удельный и общий расходы сухого воздуха (формулы (9.10) и (9.9)):

$$\begin{aligned} l &= 1 / (0,041 - 0,0095) = \\ &= 31,7 \text{ кг/кг испар. влаги;} \\ L &= 0,130 \cdot 31,7 = 4,12 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Значения энтальпий  $I_0 = 46$  и  $I_2 = 167 \text{ кДж/кг сух. воздуха}$  в точках A и C по заданным параметрам воздуха перед калорифером и после сушилки находятся по  $I-x$  диаграмме (рис. 9.1).

Рис. 9.10. Различные сушильные варианты в  $I-x$  диаграмме (к примеру 9.20)



Удельный и общий расходы теплоты (формулы (9.15) и (9.13)):

$$q_r = (167 - 46)/(0,041 - 0,0095) = 3841 \text{ кДж/кг испар. влаги};$$

$$Q_r = 0,130 \cdot 3841 = 498 \text{ кВт}.$$

Среднее значение потенциала сушки (формула (9.25)):

$$\kappa_{\text{ср}} = \frac{(140 - 40) - (60 - 40)}{\ln [(140 - 40) / (60 - 40)]} = 49,7 \text{ } ^\circ\text{C (К)}.$$

б) Вариант с промежуточным подогревом ( $AB'C'C''C$  на рис. 9.10) представляет собой как бы последовательное соединение двух нормальных сушильных вариантов и требует двух подогревателей сушильного агента и двух сушильных камер, разделенных вторым подогревателем (калорифером). При заданном подогреве воздуха в каждом из калориферов до одинаковой температуры  $t_B = t_{C''} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$  по  $I$ - $x$  диаграмме находится точка  $C'$ , соответствующая состоянию влажного воздуха после первой сушильной камеры.

Удельный и полный расходы сухого воздуха и теплоты согласно формулам (9.10), (9.9); (9.15) и (9.13) являются функциями только конечного и начального состояний сушильного агента (точки  $A$  и  $C$  на рис. 9.10) и не зависят от наличия или отсутствия промежуточного подогрева между этими состояниями. Следовательно, значения  $l$ ,  $L$ ,  $q_r$  и  $Q$  при наличии промежуточного подогрева сохраняются такими же, как и для нормального сушильного варианта, в чем можно убедиться с помощью определения значений  $x_C$  и  $I_C$  из диаграммы  $I$ - $x$  (рис. 9.1) и подсчета значения  $L$  и суммарного значения необходимого количества теплоты для двух подогревателей. (Некоторое расхождение в цифрах здесь возможно и объясняется невысокой точностью определения параметров воздушно-паровой смеси по  $I$ - $x$  диаграмме недостаточно крупного масштаба.)

Средние значения потенциала сушки для варианта с промежуточным подогревом будут различными для каждой из камер:

$$\kappa_{\text{ср1}} = \frac{(100 - 35) - (60 - 35)}{\ln [(100 - 35) / (60 - 35)]} = 41,9 \text{ } ^\circ\text{C (К)},$$

где  $t_C = 60$  и  $t_{\text{м.с.}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$  — температура и температура мокрого термометра влажного воздуха на выходе из первой камеры сушки (точка  $C'$ );

$$\kappa_{\text{ср2}} = \frac{(100 - 40) - (60 - 40)}{\ln [(100 - 40) / (60 - 40)]} = 36,4 \text{ } ^\circ\text{C (К)}.$$

Среднеарифметическое значение потенциала в обеих камерах при одинаковых поверхностях испарения влажного материала в них:

$$\kappa_{\text{ср}} = (\kappa_{\text{ср1}} + \kappa_{\text{ср2}})/2 = (41,9 + 36,4)/2 = 39,2 \text{ } ^\circ\text{C (К)}.$$

в) Для сушильного варианта с возвратом части отработанного в сушильной камере воздуха в точку перед калорифером изменение параметров воздушно-паровой смеси соответствует линии  $AMB''C$  на рис. 9.10. Для этого варианта, как и для предыдущего, легко убедиться, что расход свежего сушильного агента (воздуха с параметрами, соответствующими точке  $A$ ) и расход теплоты остаются такими же, как и для нормального сушильного варианта с теми же точками в начале ( $A$ ) и конце ( $C$ ) процесса. Действительно, влагосодержание и энтальпия смеси 80 % отработанного (с параметрами точки  $C$ ) воздуха и 20 % свежего (с параметрами точки  $A$ ) воздуха определяются по правилу аддитивности:

$$x_{cm} = 0,80x_c + 0,20x_A = 0,80 \cdot 0,041 + 0,20 \cdot 0,0095 = 0,0347 \text{ кг/кг сух. воздуха};$$

$$I_{cm} = 0,80I_C + 0,20I_A = 0,80 \cdot 167 + 0,20 \cdot 46 = 143 \text{ кДж/кг сух. воздуха.}$$

Удельный и общий расходы сухого воздуха (смеси, поступающей в сушилку):

$$l_{cm} = 1/(x_2 - x_{cm}) = 1/(0,041 - 0,0347) = 159 \text{ кг/кг испар. влаги};$$

$$L_{cm} = 0,130 \cdot 159 = 20,7 \text{ кг/с.}$$

Расход атмосферного воздуха, поступающего в установку (в точку смешения) составляет 20 % от общего:

$$L = 0,20L_{cm} = 0,20 \cdot 20,7 = 4,14 \text{ кг/с,}$$

что практически совпадает со значением  $L$ , полученным для нормального сушильного варианта.

Удельный и общий расходы теплоты:

$$q_T = \frac{I_2 - I_{cm}}{x_2 - x_{cm}} = \frac{167 - 143}{0,041 - 0,0347} = 3810 \text{ кДж/кг испар. влаги};$$

$$Q_T = 0,130 \cdot 3810 = 495 \text{ кВт,}$$

что также близко к значению  $q_T$  для пункта а). (Здесь полезно иметь в виду, что погрешность расчетов в тех случаях, когда малый результат находится в виде разности двух больших чисел, оказывается значительной, и поэтому точность определения вычитаемых величин должна быть увеличена.)

Средний потенциал сушки

$$\kappa_{cp} = \frac{(75 - 40) - (60 - 40)}{\ln [(75 - 40) / (60 - 40)]} = 26,8 \text{ } ^\circ\text{C (K)},$$

где  $t_{B''}$  = 75 °C – температура смеси на входе в сушильную камеру – находится по диаграмме  $I - x$ .

Таким образом, при сохранении расходов сушильного агента и теплоты значения средних потенциалов сушки при использова-

нии промежуточного подогрева и тем более при рециркуляции влажного воздуха заметно снижаются по сравнению с нормальным сушильным вариантом. Это означает, что при обезвоживании влажных материалов только в пределах периода постоянной скорости сушки необходимая суммарная поверхность испарения материала, единовременно находящегося в сушилке, при использовании нормального сушильного варианта наименьшая. С другой стороны, влажный материал при нормальном сушильном варианте контактирует с сушильным агентом максимальной температуры и минимального влагосодержания, что при сушке термолабильных материалов в периоде убывающей скорости нежелательно; для таких материалов предпочтительнее более мягкие режимы с использованием промежуточного подогрева или частичной рециркуляции сушильного агента.

**Пример 9.21.** При сушке некоторого материала в условиях постоянства параметров сушильного агента получены текущие значения влагосодержаний  $u'$  материала (в % на сухое вещество) в зависимости от времени  $\tau$  (в ч) от начала процесса сушки, представленные ниже:

$\tau$ , ч	$u'$ , %	$\Delta u' / \Delta \tau$ , %/ч	$\tau$ , ч	$u'$ , %	$\Delta u' / \Delta \tau$ , %/ч
0	104	—	10	21,9	5,05
2	84,0	10,0	12	14,0	3,95
3	74,0	10,0	14	8,01	3,00
4	63,9	10,1	16	5,02	1,50
5	53,9	10,0	18	2,93	1,05
6	44,2	9,70	20	1,50	0,715
8	32,0	6,10			

Определить значения скоростей сушки в зависимости от времени и текущего влагосодержания материала и критическое влагосодержание.

**Решение.** По исходным данным вычисляются значения убыли влажности  $\Delta u'$  материала за каждый из интервалов времени  $\Delta \tau$ , и делением  $\Delta u'$  на  $\Delta \tau$  вычисляется значение скорости сушки.  $\Delta u' / \Delta \tau = (104 - 84,0) / (2 - 0) = 10,0$  %/ч;  $(84,0 - 74,0) / (3 - 2) = 10,0$ ;  $(74,0 - 63,9) / (4 - 3) = 10,1$  и т. д.

По полученным результатам заполняется третий столбец и строятся графики (рис. 9.11 и 9.12), из которых по точке окончания периода постоянной скорости находится значение критического влагосодержания исследованного материала при данных условиях его сушки (температура, влагосодержание и скорость движения сушильного агента).  $u'_{кр} = 45$  % при времени от начала процесса сушки  $\tau_{кр} = 5,5$  ч; скорость сушки в периоде постоянной скорости  $\Delta u' / \Delta \tau \approx 10,0$  %/(кг сух. материала · ч).

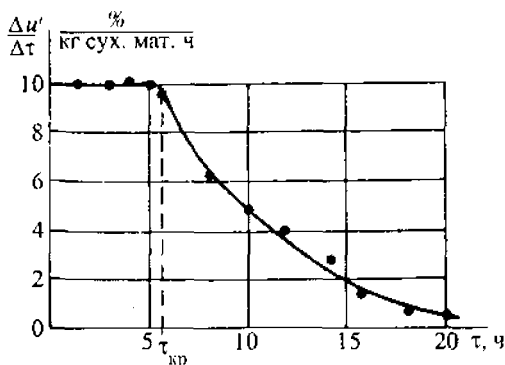


Рис. 9.11. Изменение скорости сушки во времени (к примеру 9.21)

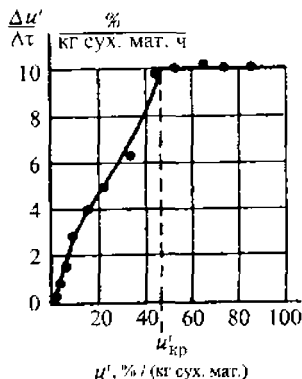


Рис. 9.12. Зависимость скорости сушки от влагосодержания материала (к примеру 9.21)

**Пример 9.22.** Время сушки влажного материала от 33 до 9 % (на сухое вещество) составило 7 ч. Значения критического и равновесного влагосодержаний данного материала при условиях сушки составили  $u_{кр} = 16$  и 5,0%. Определить время, необходимое для высушивания этого материала при прежних условиях от 37 до 7 %. Начальным периодом нагрева влажного материала можно пренебречь.

**Решение.** Определяется значение скорости сушки  $N$  по известной общей продолжительности процесса сушки  $\tau_1 + \tau_2 = 7$  ч, в которой  $\tau_1$  – время сушки от начального до критического влагосодержания – находится по формуле (9.21), а время сушки от критического до конечного влагосодержания – по формуле (9.22):

$$7 = \frac{0,33 - 0,16}{N} + \frac{0,16 - 0,05}{N} \ln \frac{0,16 - 0,05}{0,09 - 0,05},$$

откуда и вычисляется значение  $N = 0,0402$  кг/(кг сух. материала · ч).

При новом диапазоне изменения влагосодержаний время сушки: в пределах первого периода постоянной скорости

$$\tau_1 = (0,37 - 0,16) / 0,0402 = 5,22 \text{ ч};$$

в пределах второго периода линейно убывающей скорости

$$\tau_2 = \frac{0,16 - 0,05}{0,0402} \ln \frac{0,16 - 0,05}{0,07 - 0,05} = 4,66 \text{ ч}.$$

Общее время сушки от 37 до 7 %

$$\tau_1 + \tau_2 = 5,22 + 4,66 = 9,88 \text{ ч}.$$

**Пример 9.23.** Определить необходимое время сушки кристаллов салициловой кислоты от  $u'_n = 15$  до  $u'_k = 1\%$  (на абс. сух. материал) в пневматической сушилке и ее высоту при производительности по высушенному продукту  $G_k = 250$  кг/ч. Частицы угловатой формы (эквивалентный диаметр  $d_s = 1$  мм, плотность материала  $\rho_k = 1480$  кг/м<sup>3</sup>). Параметры воздуха: до калорифера  $t_0 = 15^\circ\text{C}$  и  $\phi_0 = 70\%$ ; после калорифера  $t_1 = 90^\circ\text{C}$ ; на выходе из сушилки  $t_2 = 50^\circ\text{C}$ ; температура частиц на входе в трубу-сушилку  $u_n = 15^\circ\text{C}$ , на выходе  $u_k = 40^\circ\text{C}$ . Удельная теплоемкость сухого материала  $c_m = 1,16$  кДж/(кг·К). Потери теплоты составляют 5,5 % от теоретической потребности.

**Решение.** Необходимое время сушки частиц в восходящем потоке воздуха может быть определено на основе уравнения теплоотдачи, решенного относительно времени процесса:

$$\tau = Q / (\alpha F_c \Delta t_{cp}),$$

где  $Q$  – количество теплоты, получаемое суммарной поверхностью  $F_c$  частиц, проходящих через трубу-сушилку в единицу времени;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от сушильного агента к поверхности частиц;  $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур воздуха и поверхности частиц.

Определение расходов воздуха и теплоты производится по результатам изображения процесса в  $I-x$  диаграмме. Положение точки  $A$  находится непосредственно по нулевым параметрам воздуха; точка  $B$  соответствует пересечению вертикальной линии от точки  $A$  до изотермы  $t_1 = 90^\circ\text{C}$  (рис. 9.13).

В теоретической сушилке процесс происходил бы по линии  $BC'$  постоянной энтальпии, соответствующей точке  $B$ :  $I_1 = 111$  кДж/кг сух. воздуха; при этом удельный расход теплоты  $q'_\tau$  равнялся бы:

$$q'_\tau = \frac{I_1 - I_0}{x_2' - x_0} = \frac{111 - 33,5}{0,023 - 0,0075} =$$

$$= 5000 \text{ кДж/кг испар. влаги;}$$

где  $I_0 = 33,5$  кДж/кг сух. воздуха и  $x_0 = 0,0075$  кг/кг сух. воздуха – энтальпия и влагосодержание воздуха до калорифера (рис. 9.1);  $x_2' = 0,023$  кг/кг сух. воздуха – влагосодержание воздуха в точке  $C'$ .

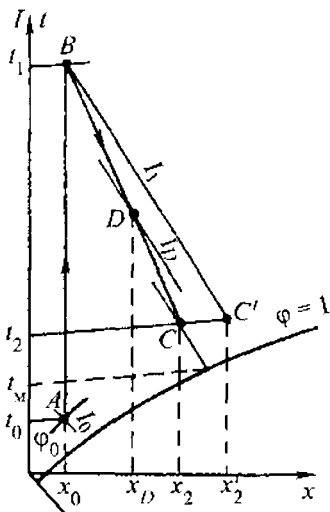


Рис. 9.13. Построение процесса в реальной сушилке в  $I-x$  диаграмме (к примеру 9.23)

В действительной сушилке конечное влагосодержание  $x_2$  воздуха в точке  $C$  будет меньше  $x'_2$ , поскольку вследствие потери части теплоты изменение параметров сушильного агента будет происходить по линии  $BC$ , лежащей ниже линии  $BC'$ . Положение линии сушки  $BC$  находится из ее уравнения

$$I = I_1 - \Delta(x - x_1),$$

в котором  $\Delta$  – потери теплоты, отнесенные к 1 кг испаряемой влаги.

Количество удаляемой из материала влаги находится из баланса (9.2):

$$W = \frac{250}{3600}(1 - 0,01) \frac{15 - 1}{100} = 0,00963 \text{ кг/с} = 34,65 \text{ кг/ч},$$

где  $G_{\text{сух}} = G_k(1 - u_k) = (250/3600)(1 - 0,01) = 0,0688 \text{ кг/с}$  – расход материала по абсолютно сухому продукту.

По балансовому соотношению (9.17) при отсутствии транспортных средств:

$$\Delta = G_k c_k (v_k - v_n)/W + 0,055 q'_T - c_v v_1 = 0,0688 \cdot 1,16(40 - 15)/0,00963 + 0,055 \cdot 5000 - 4,19 \cdot 15 = 422 \text{ кДж/кг испар. влаги}.$$

Линию  $BC$ , проходящую через точку  $B$ , теперь можно построить, подставив любое значение  $x$  в уравнение этой линии. Так, например, подстановка значения  $x_D = 0,016$  дает  $I_D = 111 - 422 \cdot (0,016 - 0,0075) = 107 \text{ кДж/кг сух. воздуха}$ . Отмечается точка  $D$  с координатами  $x_D = 0,016$  и  $I_D = 107$ , проводится линия через точки  $B$  и  $D$  до пересечения с изотермой  $t_2 = 50^\circ\text{C}$ , что и дает точку  $C$ , для которой влагосодержание  $x_2 = 0,021 \text{ кг/кг сух. воздуха}$ .

Определяются удельный и полный расходы сухого воздуха:

$$l = 1/(0,021 - 0,0075) = 74,0 \text{ кг/кг испар. влаги};$$

$$L = 0,00963 \cdot 74,0 = 0,712 \text{ кг/с} = 2560 \text{ кг/ч}.$$

Удельный и полный расходы теплоты:

$$q = 74,0(111 - 33,5) = 5730 \text{ кДж/кг испар. влаги};$$

$$Q = 0,00963 \cdot 5730 = 55,2 \text{ кВт}.$$

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  от восходящего потока горячего воздуха к взвешенным в нем частицам может быть определен по экспериментальной графической зависимости (рис. 9.14), в которой критерий Нуссельта  $Nu = \alpha d_p / \lambda$  и критерий Архимеда  $Ar = g d_p^3 \rho_m / (\rho v^2)$ . Подстановка физических свойств и диаметра частиц дает следующее значение критерия  $Ar$ :

$$Ar = \frac{9,81 (1 \cdot 10^{-3})^3 1480}{(2 \cdot 10^{-5})^2 1,03} = 35,2 \cdot 10^3; \quad Ar^{1/3} = 32,8.$$



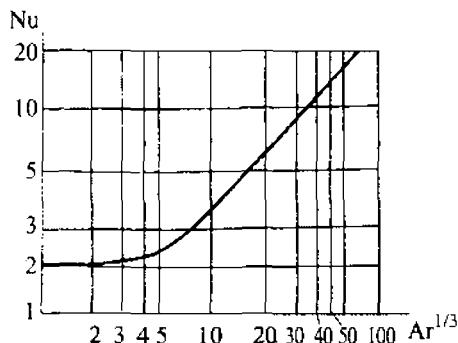


Рис. 9.14. Зависимость критерия Нуссельта от критерия Архимеда для условий восходящего газодисперсного потока (к примеру 9.23)

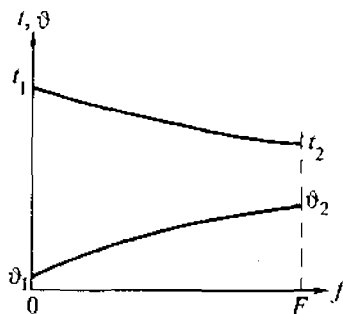


Рис. 9.15. Температурная схема процесса сушки в пневматической сушилке (к примеру 9.23)

По графику на рис. 9.14 находится  $Nu = 10$ , откуда

$$\alpha = Nu\lambda/d_p = 10 \cdot 0,0285/1 \cdot 10^{-3} = 285 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\lambda = 0,0285 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ,  $\nu = 2,0 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  и  $\rho = 1,03 \text{ кг}/\text{м}^3$  — теплопроводность, кинематическая вязкость и плотность воздуха при его средней арифметической температуре  $(90 + 50)/2 = 70^\circ\text{C}$ .

Число частиц, проходящих через любое поперечное сечение трубы в единицу времени:

$$n = \frac{G_k}{3600\rho_m \pi d_p^3/6} = \frac{250}{3600 \cdot 1480 \cdot 3,14 (1 \cdot 10^{-3})^3/6} = 89,7 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1},$$

что дает суммарную площадь наружной поверхности  $F_c$ :

$$F_c = n\pi d_p^2 = 89,7 \cdot 10^3 \cdot 3,14 (1 \cdot 10^{-3})^2 = 0,282 \text{ м}^2/\text{с}.$$

Средняя разность температур воздуха и поверхности частиц определяется на основе предположения об отсутствии градиента температуры внутри мелких частиц и о пренебрежимой малости начального периода прогрева частиц от  $v_n = 15^\circ\text{C}$  до температуры мокрого термометра  $t_m = 32^\circ\text{C}$ . По формуле (3.56) и согласно температурной схеме процесса сушки (рис. 9.15):

$$\Delta t_{cp} = \frac{(90 - 32) - (50 - 40)}{\ln [(90 - 32)/(50 - 40)]} = 27,3^\circ\text{C (К)}.$$

Тепловой поток, получаемый материалом от воздуха, состоит из: теплоты нагрева влажного материала от температуры  $v_n$  до  $t_m$ :

$$Q_{\text{нагр. вл}} = (G_k c_k + W c_w) (t_m - v_n) = (0,0688 \cdot 1,16 + 0,00963 \cdot 4,19) (32 - 15) = 2,04 \text{ кВт};$$

теплоты испарения влаги из частиц:

$$Q_{\text{исп}} = Wr = 0,00963 \cdot 2420 = 23,3 \text{ кВт},$$

где  $r = 2420 \text{ кДж/кг}$  — удельная теплота испарения влаги при  $t_m = 32^\circ\text{C}$ ;

теплоты, расходуемой на нагрев высушенного материала от  $t_m = 32^\circ\text{C}$  до  $t_k = 40^\circ\text{C}$ :

$$Q_{\text{нагр. сух}} = G c_k (v_k - t_m) = 0,0688 \cdot 1,16 (40 - 32) = 0,638 \text{ кВт}.$$

Общий тепловой поток, получаемый поверхностью частиц:

$$Q = Q_{\text{нагр. м}} + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{нагр. сух}} = 2,04 + 23,3 + 0,638 = 26,0 \text{ кВт}.$$

Время, необходимое для получения материалом теплового потока  $Q$ :

$$\tau = 26,0 \cdot 10^3 / (285 \cdot 0,282 \cdot 27,3) = 11,8 \text{ с}.$$

Время пребывания дисперсного материала в вертикальной пневмотранспортной трубе — если не учитывать нижний начальный разгонный участок — связано с высотой трубы и скоростью движения частиц ( $w - w_{\text{внт}}$ ) из кинематического равенства:

$$\tau = h / (w - w_{\text{внт}}),$$

в котором  $h$  — высота трубы, м;  $w$  — скорость восходящего потока воздуха, м/с;  $w_{\text{внт}}$  — скорость витания частиц в потоке воздуха, м/с, определяемая (как равная ей скорость осаждения частиц в неподвижном воздухе) по экспериментальному графику рис. 2.1 зависимости  $Lu = f(Gr)$  для частиц угловатой формы.

Для значения  $Gr = 35,2 \cdot 10^3$  определяется значение  $Lu = 205$ , откуда

$$w_{\text{внт}} = (Lu g \rho_m v / \rho)^{1/3} = (205 \cdot 9,81 \cdot 1480 \cdot 2,0 \cdot 10^{-5} / 1,03)^{1/3} = 3,90 \text{ м/с}.$$

При расчете вертикальных пневмотранспортных систем скорость газа обычно принимается на 10–25 % выше скорости витания частиц. Тогда

$$w = 1,20 w_{\text{внт}} = 1,20 \cdot 3,90 = 4,68 \text{ м/с}.$$

Высота трубы-сушилки

$$h = \tau (w - w_{\text{внт}}) = 11,8 (4,68 - 3,90) = 9,20 \text{ м}.$$

Возможная на практике неравномерность времени пребывания отдельных порций частиц в вертикальной трубе-сушилке компенсируется дополнительным ее удлинением на величину  $\Delta h = 0,001 w d_s$ , что в условиях этого примера дает

$$\Delta h = 0,001 \cdot 4,68 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 4,68 \text{ м}.$$

Таким образом, общая необходимая высота трубы

$$H = h + \Delta h = 9,20 + 4,68 = 13,9 \text{ м}.$$

Для определения диаметра  $D$  трубы вычисляется объемный расход сушильного агента

$$V_c = L/\rho = 0,712/1,03 = 0,691 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Диаметр трубы сушилки

$$D_r = \sqrt{V_c / (0,785w)} = \sqrt{0,691 / (0,785 \cdot 4,68)} = 0,434 \text{ м}.$$

**Пример 9.24.** Определить необходимую площадь поверхности влажного материала в противоточном аппарате, где в пределах периода постоянной скорости высушивается 2200 кг/ч влажного материала от 50 до 20 %, считая на общую массу. Скорость движения воздуха у поверхности материала протяженностью (каждого изделия)  $\delta = 0,20$  м  $w = 6,0$  м/с. Параметры воздуха до подогревателя  $t_0 = 20$  °C и  $\phi_0 = 50$  %, после сушилки  $t_2 = 63$  °C и  $\phi_2 = 27$  %.

**Решение.** По заданным параметрам воздуха из  $I-x$  диаграммы (рис. 9.1) находятся:  $x_0 = x_1 = 0,008$  и  $x_2 = 0,029$  кг/кг сух. воздуха;  $t_1 = 140$  °C;  $I_1 = I_2 = 165$  кДж/кг сух. воздуха и  $x_{\text{нас}} = 0,049$  кг/кг сух. воздуха. Вычисляется удельный расход сухого воздуха

$$l = 1/(0,029 - 0,008) = 47,6 \text{ кг/кг испар. влаги}.$$

Количество испаряемой из материала влаги:

$$W = \frac{2200}{3600} \frac{50 - 20}{100 - 20} = 0,229 \text{ кг/с} = 825 \text{ кг/ч}.$$

Общий расход сухого воздуха

$$L = 0,229 \cdot 47,6 = 10,9 \text{ кг/с} = 39\,300 \text{ кг/ч}.$$

Значение коэффициента массоотдачи  $\beta$  от влажного материала к воздуху рассчитывается по кинетическому соотношению (9.28), для чего предварительно определяются критерии:

$$\text{Re} = 6,0 \cdot 0,20 \cdot 0,944 / 0,022 \cdot 10^{-3} = 51,5 \cdot 10^3;$$

$$\text{Pr}' = 23,3 \cdot 10^{-6} / 21,9 \cdot 10^{-6} = 1,06;$$

$$\text{Gu} = (140 - 63) / (273 + 140) = 0,186,$$

где  $\rho = 0,944$  кг/м<sup>3</sup>,  $\mu = 0,022 \cdot 10^{-3}$  Па·с – плотность и динамическая вязкость воздуха при его средней арифметической температуре  $(140 + 63)/2 = 102$  °C;  $\nu = \mu/\rho = 0,022 \cdot 10^{-3} / 0,944 = 23,3 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с – кинематическая вязкость воздуха;  $D = 21,9 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с – коэффициент молекулярной диффузии паров влаги в воздухе (табл. XXXVIII).

Подстановка в равенство (9.28) с учетом данных п. 17 дает значение диффузионного критерия Нуссельта:

$$\text{Nu}' = 0,347 (51,5 \cdot 10^3)^{0,85} \cdot 1,06^{0,33} \cdot 0,186^{0,135} = 325,$$

из которого вычисляется коэффициент массоотдачи

$$\beta = 325 \cdot 21,9 \cdot 10^{-6} / 0,20 = 0,0356 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{кг}/\text{кг}).$$

Необходимая поверхность влажного материала, одновременно находящегося в сушильной камере (формула (9.29)):

$$F = \frac{10,9}{0,0356} \ln \frac{0,049 - 0,008}{0,049 - 0,029} = 220 \text{ м}^2.$$

**Пример 9.25.** Определить количество удаляемой влаги при испарении ее со свободной поверхности влажного материала в периоде постоянной скорости сушки при скорости воздуха вдоль поверхности  $w = 5,2 \text{ м/с}$ , его температуре  $80^\circ\text{C}$  и относительной влажности  $20\%$ . Результат сравнить с аналогичными данными для более сухого воздуха ( $\phi_0 = 10\%$ ).

**Решение.** По  $I-x$  диаграмме (рис. 9.1) определяется парциальное давление паров воды в потоке воздуха  $p_n = 71 \text{ мм рт. ст.}$  и температура мокрого термометра  $t_m = 48^\circ\text{C}$ , соответствующие заданным параметрам сушильного агента. При сушке в периоде постоянной скорости, как и при испарении воды со свободной поверхности, ее температура равна  $t_m$ ; при этом значении по табл. II находится давление насыщенного водяного пара  $P_{\text{нас}} = 0,1146 \text{ кгс/см}^2 = 84,3 \text{ мм рт. ст.}$

Количество влаги, испаряющейся с  $1 \text{ м}^2$  поверхности, рассчитывается по эмпирическому соотношению (9.20):

$$W_n = 0,0408 \cdot 5,2^{0,80} (84,3 - 71) = 2,03 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Для более сухого воздуха:  $p_n = 35 \text{ мм рт. ст.}$ ,  $t_m = 40^\circ\text{C}$ ;  $P_{\text{нас}} = 0,0752 \text{ кгс/см}^2 = 55,3 \text{ мм рт. ст.}$

$$W_n = 0,0408 \cdot 5,2^{0,80} (55,3 - 35) = 3,10 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

**Пример 9.26.** Рассчитать необходимое значение среднего времени пребывания дисперсного материала при его непрерывной сушке в аппарате с псевдоожиженным слоем. Высушивается  $G_{\text{сух}} = 1,5 \text{ т/ч}$  материала от начального влагосодержания  $u'_n = 27$  до  $u'_k = 4\%$  (данные по абсолютно сухому продукту). Параметры воздуха на входе в сушилку  $t_1 = 110^\circ\text{C}$  и  $x_1 = 0,010 \text{ кг/кг сух. воз.}$ . Расход сушильного агента  $G_{\text{вх}} = 3,7 \text{ кг/с}$ ; температура исходного материала  $t_n = 18^\circ\text{C}$ , удельная теплоемкость сухого материала  $c_r = 1,30 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ . Приближенно считается, что периодом убывающей скорости сушки можно пренебречь и сушка индивидуальной частицы происходит в пределах периода постоянной скорости при температуре поверхности материала, равной температуре мокрого термометра. Считать сушилку теоретической и перемешивание дисперсного материала — полным. Экспериментальные данные по кинетике сушки материала описываются линейной аппроксимационной зависимостью  $u'(\tau, t) = u'_n - A(t - t_m)\tau$

Рис. 9.16. Предельный вид кривой сушки в периоде постоянной скорости (к примеру 9.26)

в пределах от  $u'_n$  до равновесного влагосодержания  $u'_p = 0,5\%$  (рис. 9.16), где  $\tau$  — время сушки, с;  $A = 0,50 \cdot 10^{-3}$  кг/(кг сух. материала)/(с · К).

Решение. Определяется количество подлежащей удалению влаги:

$$W = (1,5 \cdot 10^3 / 3600) (0,27 - 0,04) = 0,0958 \text{ кг/с.}$$

Считая, что мелкодисперсный материал на выходе из сушилки имеет температуру мокрого термометра ( $t_m = 37^\circ\text{C}$ , см. I-х диаграмму, рис. 9.1), находится необходимое для испарения и нагрева влажного материала количество теплоты

$$Q = Wr + G_{\text{вх}} [c_\tau + (u'_n - u'_k) c_n] (t_m - t_k) = 0,0958 \cdot 2409 + 0,417 [1,30 + (0,27 - 0,04) 4,19] (37 - 18) = 249 \text{ кВт,}$$

где  $r = 2409$  кДж/кг — теплота испарения влаги при  $t_m = 37^\circ\text{C}$ .

Это количество теплоты должно быть подведено к влажному материалу от горячего воздуха, который при этом охлаждается до температуры  $t_2$ , определяемой балансовым равенством:

$$249 = G_{\text{вх}} c_{\text{вх}} (t_1 - t_2) = 3,7 \cdot 1,01 (110 - t_2),$$

где  $c_{\text{вх}} = 1,01$  кДж/(кг · К) — теплоемкость воздуха.

Решение уравнения дает  $t_2 = 43,3^\circ\text{C}$ .

Для псевдооживленного мелкодисперсного материала с большой удельной тепловоспринимающей поверхностью можно приближенно полагать, что кинетика сушки всех идеально перемешивающихся частиц соответствует температуре воздуха на выходе его из слоя материала.

Необходимое значение среднего времени пребывания материала в сушильной камере находится как параметр соотношения (9.30), в котором интеграл состоит из двух слагаемых:

$$-u'_k = \int_0^{\tau_{\text{кр}}} [u'_n - 0,50 \cdot 10^{-3} (t_2 - t_m) \tau] \tau^{-1} \exp\left(-\frac{\tau}{\tau}\right) d\tau + \int_{\tau_{\text{кр}}}^{\infty} u'_p \tau^{-1} \exp\left(-\frac{\tau}{\tau}\right) d\tau.$$

Здесь  $\tau_{\text{кр}}$  — конечное время достижения частицами равновесного влагосодержания при потенциале сушки ( $t_2 - t_m$ ) — находится из кинетиче-

ской кривой сушки при  $u' = u'_p$ ;  $\tau_{кр} = (u'_n - u'_p) / (0,5 \cdot 10^{-3} (t_2 - t_m)) = (0,27 - 0,005) / (0,5 \cdot 10^{-3} (43,3 - 37)) = 84,2$  с.

Интегрирование в выражении для  $\bar{u}'_k$  приводит к следующему равенству:

$$u'_n - \bar{u}'_k = [A(t_2 - t_m) \tau_{кр} - u'_p] \exp\left(-\frac{\tau_{кр}}{\bar{\tau}}\right) + A(t_2 - t_m) \bar{\tau} \left[1 - \exp\left(-\frac{\tau_{кр}}{\bar{\tau}}\right)\right].$$

Подстановка численных значений температур, влагосодержаний и  $\tau_{кр}$  дает соотношение для определения необходимого среднего времени пребывания дисперсного материала в сушилке:

$$0,230 = 0,260 \exp(-84,2/\bar{\tau}) + 3,15 \cdot 10^{-3} \bar{\tau} (1 - \exp(-84,2/\bar{\tau})).$$

Решение этого трансцендентного уравнения дает  $\bar{\tau} = 69$  с.

**Пример 9.27.** Производительность теоретической сушилки по влажному материалу 2,85 т/ч. Начальное и конечное значения влажности материала 78 и 29 % (на общую массу). Параметры сушильного агента (воздуха) перед калорифером равны 21 °С и температура точки росы 12 °С; после сушилки температура воздуха 53 °С и его потенциал 13 К (°С). Определить необходимые расходы воздуха и теплоты, термический коэффициент полезного действия сушилки, поверхность парового калорифера и расход сухого греющего пара избыточным давлением 6 ат. Коэффициент теплопередачи в калорифере 38 Вт/(м²·К); потери теплоты составляют 7 % от ее полезного количества.

**Решение.** По балансовому соотношению (9.2) вычисляется количество испаряемой из материала влаги:

$$W = (2,85 \cdot 1000 / 3600) \frac{78 - 29}{100 - 29} = 0,546 \text{ кг/с.}$$

По диаграмме состояния воздуха (рис. 9.1) находятся влагосодержания и энтальпии воздуха на входе в калорифер  $x_0 = 0,009$  кг/кг сух. вх;  $I_0 = 44$  кДж/кг сух. вх. Положение точки, соответствующее параметрам воздуха на выходе из сушилки, находится по значению потенциала воздуха, равному разности температуры воздуха и его температуры мокрого термометра  $13 = 53 - t_{m,2}$ , откуда  $t_{m,2} = 40$  °С. Далее по значениям  $t_2$  и  $t_{m,2}$  определяется положение точки 2 на диаграмме влажного воздуха и отсчитываются значения  $x_2 = 0,045$  кг/кг сух. вх и  $I_2 = 170$  кДж/кг сух. вх.

Положение точки 1, соответствующее параметрам воздуха после калорифера (перед сушилкой), находится как точка пересечения вертикальной линии  $x_0 = \text{const}$  и линии постоянной энтальпии  $I_2 = \text{const}$ . В результате построения находится температура воздуха на входе в сушилку  $t_1 = 141$  °С.

По соотношению (9.10) вычисляется удельный расход воздуха  $l = 1/(0,045 - 0,009) = 27,8$  кг сух. вх/кг испар. вл. Общий расход воздуха

$$L = l \cdot W = 27,8 \cdot 0,546 = 15,2 \text{ кг/с.}$$

По формуле (9.14) вычисляется удельный расход теплоты  $q = 27,8(170 - 44) = 3503$  кДж/кг испар. вл. Общее количество полезной теплоты, отдаваемой воздухом высушиваемому материалу

$$Q_{\text{пол}} = q \cdot W = 3503 \cdot 0,546 = 1913 \text{ кДж/с (кВт).}$$

Термический коэффициент полезного действия находится по определяющему соотношению (9.18)

$$\eta = 2403/3503 = 0,686,$$

где 2403 кДж/кг – теплота парообразования удаляемой из материала влаги при  $t_{\text{м.2}} = 40^\circ\text{C}$  – берется из табл. LI.

Количество теплоты, передаваемой в калорифере от конденсирующегося греющего пара к воздуху, с учетом потерь составит  $Q = 1,07 \cdot 1913 = 2047$  кВт.

Средняя разность температур пара и воздуха в калорифере находится по общей формуле (3.56):

$$\Delta t_{\text{ср}} = ((164,2 - 21) - (164,2 - 141)) / \ln \frac{(164,2 - 21)}{(164,2 - 141)} = 66,2^\circ\text{C},$$

где  $164,2^\circ\text{C}$  – температура конденсации греющего пара при заданном его абсолютном давлении  $6 + 1 = 7$  атм (табл. LI).

Необходимая поверхность теплопередачи в калорифере определяется по общему уравнению теплопередачи (3.52):

$$F = 2047 \cdot 10^3 / (38 \cdot 66,2) = 814 \text{ м}^2.$$

Расход греющего пара

$$D = Q/r_{\text{г.п}} = 2047/2075 = 0,987 \text{ кг/с,}$$

где  $r_{\text{г.п}} = 2075$  кДж/кг – теплота конденсации греющего пара (табл. LII).

**Пример 9.28.** Производительность теоретической сушилки непрерывного действия 0,65 т/ч по абсолютно сухой основе материала. Начальное и конечное влагосодержания материала равны 60 и 10 % (на общую массу). Температура сушильного агента на входе в установку равна  $12^\circ\text{C}$ , а относительная влажность 80 %. На выходе из сушилки температура и относительная влажность воздуха равны  $50^\circ\text{C}$  и 70 % соответственно. Вычислить необходимые расходы воздуха и теплоты, термический КПД сушилки,

поверхность парового подогревателя воздуха и расход сухого насыщенного пара избыточным давлением 15 ат. Коэффициент теплопередачи в паровом калорифере  $45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; потери теплоты составляют 6,5 % ее полезного количества.

**Решение.** Содержание влаги в материале пересчитывается на его сухую массу (формула (9.1)):

$$u'_n = 100 \cdot 60 / (100 - 60) = 150 \% ; \quad u'_k = 100 \cdot 10 / (100 - 10) = 11,1 \% .$$

Количество удаляемой из материала влаги (уравнение (9.2)):

$$W = (0,65 \cdot 1000 / 3600) (150 - 11,1) / 100 = 0,251 \text{ кг/с}.$$

Влагосодержания и энтальпии воздуха и температура воздуха между калорифером и сушилкой определяются из диаграммы состояния влажного воздуха (рис. 9.1):  $x_0 = 0,007 \text{ кг/кг сух. вх}$ ,  $I_0 = 30 \text{ кДж/кг сух. вх}$ ;  $x_2 = 0,061 \text{ кг/кг сух. вх}$ ,  $I_2 = 208 \text{ кДж/кг сух. вх}$ ;  $t_1 = 188^\circ \text{C}$ .

Находятся удельные расходы воздуха и теплоты (формулы (9.10) и (9.14)):  $l = 1 / (x_2 - x_1) = 1 / (0,061 - 0,007) = 18,5 \text{ кг сух. вх/кг испар. вл}$ ;  $q = l (I_2 - I_0) = 18,5 (208 - 30) = 3298 \text{ кДж/кг испар. вл}$ . Термический КПД сушилки  $\eta = r / q = 2393 / 3298 = 0,726$ , где  $r = 2396 \text{ кДж/кг}$  — теплота испарения влаги из материала при температуре мокрого термометра воздуха на выходе из сушилки  $t_{2м} = 44^\circ \text{C}$  — находится из диаграммы влажного воздуха по положению точки 2.

Общие расходы сухого воздуха и полезно используемой теплоты:

$$L = l \cdot W = 18,5 \cdot 0,251 = 4,64 \text{ кг/с} \text{ и } Q_{\text{пол}} = q \cdot W = 3296 \cdot 0,251 = 827 \text{ кВт}.$$

По заданному абсолютному давлению ( $15 + 1 = 16 \text{ ат}$ ) греющего пара из табл. ЛП свойств насыщенного водяного пара находятся его температура и удельная теплота конденсации:  $t_{\text{г.п}} = 200,4^\circ \text{C}$  и  $r_{\text{г.п}} = 1943 \text{ кДж/кг}$  соответственно.

Определяются средние по поверхности теплопередачи разности температур греющего пара и нагреваемого воздуха (формула (3.56)):

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(200,4 - 12) - (200,4 - 188)}{\ln \frac{(200,4 - 12)}{(200,4 - 188)}} = 64,9^\circ \text{C}.$$

Необходимая поверхность подогревателя воздуха определяется по уравнению теплопередачи (3.52):

$$F = 1,065 Q_{\text{пол}} / (K \cdot \Delta t_{\text{ср}}) = 1,065 \cdot 827 \cdot 10^3 / (45 \cdot 64,9) = 302 \text{ м}^2.$$

Расход греющего пара в калорифере

$$G = 1,065 \cdot 827 / 1943 = 0,453 \text{ кг/с}.$$



## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

9.1. Сколько влаги необходимо удалить из 1 кг влажного материала при изменении его влажности от 50 до 25 % и от 2 до 1 % (на общую массу)?

9.2. Вычислить значения влагосодержания, энтальпии, температуры мокрого термометра и температуры точки росы для воздуха, выходящего из сушилки при температуре  $50^{\circ}\text{C}$  и относительной влажности  $\varphi = 70\%$ .

9.3. С помощью  $I-x$  диаграммы определить все параметры влажного воздуха, имеющего температуру  $50^{\circ}\text{C}$  и температуру мокрого термометра  $t_{\text{м}} = 30^{\circ}\text{C}$ .

9.4. Вычислить влагосодержание и относительную влажность воздушно-паровой смеси, имеющей температуру  $50^{\circ}\text{C}$  и парциальное давление водяного пара  $0,10 \text{ кгс/см}^2$ . Определить остальные параметры влажного воздуха.

9.5. Вычислить содержание водяного пара, отнесенное к 1 кг сухого газа в его смеси: а) с воздухом (сравнить с данными  $I-x$  диаграммы); б) с водородом; в) с этаном при температуре  $35^{\circ}\text{C}$ , относительной влажности  $\varphi = 45\%$  и общем давлении  $\Pi = 1,033 \text{ кг/см}^2$ .

9.6. Сравнить удельные расходы воздуха и теплоты в теоретической сушилке и нормальном сушильном варианте для летнего и зимнего времени в условиях Санкт-Петербурга, если в обоих случаях на выходе из сушильного аппарата воздух имеет одинаковые параметры  $t_2 = 40^{\circ}\text{C}$  и  $\varphi_2 = 60\%$ .

9.7. Определить парциальные давления водяного пара и воздуха, а также влагосодержание воздуха воздушно-паровой смеси при общем давлении 745 мм рт. ст., температуре  $150^{\circ}\text{C}$  и относительной влажности воздуха 50 %.

9.8. Воздушно-паровая смесь с температурой  $130^{\circ}\text{C}$  и относительной влажностью 30 % находится под общим давлением  $7,0 \text{ кгс/см}^2$ . Определить парциальное давление воздуха, его плотность и влагосодержание. Результаты сравнить со случаем  $\varphi = 10\%$ .

9.9. Определить количество удаляемой из материала влаги, удельные расходы воздуха и теплоты, если расход сухого воздуха через сушилку составляет  $200 \text{ кг/ч}$ . Параметры воздуха на входе в сушилку  $t_1 = 95^{\circ}\text{C}$  и  $\varphi_1 = 5\%$  и на выходе из сушилки  $t_2 = 50^{\circ}\text{C}$  и  $\varphi_2 = 60\%$ .

9.10. Определить производительность вытяжного вентилятора, располагаемого после сушилки, в которой из влажного материала удаляется  $100 \text{ кг/ч}$  влаги при начальных параметрах воздуха перед калорифером  $t_0 = 15^{\circ}\text{C}$  и  $\varphi_0 = 80\%$  и после сушилки  $t_2 = 45^{\circ}\text{C}$  и  $\varphi_2 = 60\%$  при общем давлении 750 мм рт. ст.

**9.11.** Определить расход воздуха и теплоты, а также температуру воздуха на входе в калорифер в сушильной установке с рециркуляцией 80 % отработанного воздуха. Параметры воздуха перед калорифером  $\varphi_0 = 0,70$  и  $I_0 = 50$  кДж/кг сух. воздуха, отработанного в сушилке  $\varphi_2 = 0,80$  и  $I_2 = 260$  кДж/кг сух. воздуха. Производительность по влажному материалу  $G_n = 1500$  кг/ч, начальная и конечная влажности материала  $u_n = 47$  и  $u_k = 5$  % (на влажный материал).

**9.12.** Определить необходимые расходы воздуха и теплоты при высушивании  $G_{\text{сух}} = 1,0$  т/ч по абсолютно сухому материалу от  $u_n = 50$  до  $u_k = 13$  % (на влажный материал). Параметры атмосферного воздуха:  $t_0 = 20$  °С и  $x_0 = 0,01$  кг/кг сух. воздуха; воздуха после сушилки:  $t_2 = 34$  °С и  $x_2 = 0,028$  кг/кг сух. воздуха. Тепловые потери составляют 15 % от общего количества.

**9.13.** Определить термический КПД теоретической сушилки (нормальный сушильный вариант) при параметрах атмосферного воздуха  $t_0 = 20$  °С и  $\varphi_0 = 0,70$ , а после сушилки  $t_2 = 50$  °С и  $\varphi_2 = 0,40$ . Влага испаряется при температуре мокрого термометра.

**9.14.** Вычислить среднее значение потенциала сушки в теоретической сушилке, где влага испаряется при температуре мокрого термометра. Параметры воздуха перед калорифером  $t_0 = 20$  °С и  $\varphi_0 = 70$  %, а после сушилки  $t_2 = 50$  °С и  $\varphi_2 = 40$  %.

**9.15.** Материал с начальной влажностью 33 %, критической 17 % и равновесной 2 % (на абсолютно сухое вещество) высушивается до 9 % в течение 8 ч. Определить время сушки материала при тех же внешних условиях и начальной влажности до 3 %.

**9.16.** Определить необходимую поверхность теплопередачи от горячей поверхности барабана к слою влажного материала в вальцовой сушилке производительностью 200 кг/ч по высушенному материалу. Начальная и конечная влажности материала 50 % и 5 % (на общую массу). Коэффициент теплопередачи от поверхности к материалу  $K = 350$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Температура материала в начале и в конце процесса сушки равна 20 и 60 °С. Давление греющего пара внутри барабана  $p_{\text{абс}} = 1,5$  кгс/см<sup>2</sup>. Удельная теплоемкость сухого материала 1,26 кДж/(кг·К). Потери теплоты составляют 10 % от общего количества, отдаваемого конденсирующимся греющим паром.

**9.17.** В сушилке обезвоживается 1000 кг/ч влажного материала от 55 до 8 % (на общую массу). Воздух с параметрами  $t_0 = 20$  °С и  $\varphi_0 = 70$  % нагревается в калорифере до 110 °С, а на выходе из сушилки имеет потенциал  $\kappa_2 = 10$  °С (К). Определить необходимые расходы воздуха и греющего пара давлением  $p_{\text{абс}} = 2,5$  кгс/см<sup>2</sup> и влажностью 5 %.

**9.18.** Определить расход греющего пара ( $p_{\text{абс}} = 2,0$  кгс/см<sup>2</sup>, степень сухости 95 %) и поверхность нагрева калорифера, коэффи-

циент теплопередачи в котором  $K = 32 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , если в теоретической сушилке, работающей по нормальному сушильному варианту, высушивается  $500 \text{ кг/ч}$  (по абсолютно сухому продукту) материала от  $42$  до  $9 \%$  (на абсолютно сухое вещество). Температура воздуха перед калорифером  $t_0 = 20^\circ \text{C}$ , его точка росы  $t_{\text{т.р}} = 8^\circ \text{C}$ . Энтальпия воздуха после калорифера  $I_1 = 125 \text{ кДж/кг}$ , а температура воздуха после сушилки  $t_2 = 45^\circ \text{C}$ . Тепловые потери составляют  $15\%$  от расхода теплоты в теоретической сушилке.

**9.19.** Определить расходы воздуха и греющего пара для противоточной сушилки, работающей по нормальному сушильному варианту, обеспечивающие производительность сушилки  $G_n = 600 \text{ кг/ч}$  по материалу  $50 \%$ -й начальной влажности с высушиванием материала до  $9 \%$  (на общую массу). На входе в калорифер воздух имеет параметры  $t_0 = 10^\circ \text{C}$  и  $\phi_0 = 80 \%$ ; на выходе из сушилки  $t_2 = 50^\circ \text{C}$  и  $\phi_2 = 50 \%$ . Степень сухости греющего пара  $0,94$ , давление пара выбрать. Рассмотреть два варианта: а) для теоретической сушилки; б) для действительной сушилки при начальной и конечной температурах материала  $16$  и  $55^\circ \text{C}$ , удельной теплоемкости высушенного материала  $1,68 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ , массе стального транспортера, несущего часовую нагрузку влажного материала, равной  $450 \text{ кг}$  и тепловых потерях сушилки в окружающую среду, составляющих  $10 \%$  от количества теплоты, передаваемой воздуху в калорифере.

**9.20.** В теоретической сушилке с двойным промежуточным подогревом воздуха высушивается  $1,8 \text{ т/ч}$  влажного материала от  $39$  до  $8 \%$  (считая на общую массу). Температура и влагосодержание атмосферного воздуха  $t_0 = 20^\circ \text{C}$  и  $x_0 = 0,01 \text{ кг/кг}$  сух. воздуха. На выходе из сушилки температура воздуха  $t_2 = 45^\circ \text{C}$ . В каждом из трех калориферов воздух нагревается до  $70^\circ \text{C}$ , а после каждой сушильной камеры воздух имеет одинаковую относительную влажность  $70 \%$ . Найти необходимые значения расходов воздуха и насыщенного греющего пара давлением  $p_{\text{абс}} = 3,0 \text{ кгс/см}^2$  и влажностью  $5 \%$ .

**9.21.** Определить производительность сушилки по влажному материалу и коэффициент теплопередачи в калорифере при высушивании влажного материала от  $60$  до  $10 \%$  (на общую массу). Теплопередающая поверхность калорифера  $41 \text{ м}^2$ ; расход греющего пара  $200 \text{ кг/ч}$  при его избыточном давлении  $2,0 \text{ кгс/см}^2$  и сухости  $0,90$ . Расход теплоты в калорифере на  $10 \%$  превышает ее расход в теоретической сушилке. Атмосферный воздух имеет температуру  $t_0 = 25^\circ \text{C}$  и точку росы  $t_{\text{т.р}} = 10^\circ \text{C}$ . Процесс сушки происходит по линии  $I_1 = I_2 = 100 \text{ кДж/кг}$ , а парциальное давление водяного пара в воздухе за сушильной камерой  $p_{\text{в}} = 25 \text{ мм рт. ст.}$

**9.22.** Производительность сушилки по высушенному до  $10 \%$  материалу  $500 \text{ кг/ч}$ . Начальная влажность составляет  $70 \%$  (на

общую массу). Показания психрометра атмосферного воздуха  $t_0 = 20$  и  $t_m = 15$  °С. Параметры воздуха после сушилки  $t_2 = 45$  °С и  $\varphi_2 = 0,50$ . Тепловые потери составляют 8 % от расхода теплоты в теоретической сушилке. Определить необходимые значения поверхности теплопередачи в паровом калорифере, имеющем коэффициент теплопередачи  $K = 35$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и расход греющего пара абсолютным давлением 2,0 кгс/см<sup>2</sup> и влажностью 5 %.

**9.23.** В сушилке производится высушивание 1000 кг/ч влажного материала от 50 до 8 % (на общую массу): а) в вакуум-сушилке при температуре высушиваемого материала 40 °С; б) в атмосферной воздушной сушилке в периоде постоянной скорости при такой же температуре. Параметры атмосферного воздуха  $t_0 = 20$  °С и  $\varphi_0 = 70$  %, воздуха после сушилки  $t_2 = 55$  °С и  $\varphi_2 = 60$  %. В обоих случаях начальная температура влажного материала  $v_n = 15$  °С, конечная  $v_k = 40$  °С; удельная теплоемкость высушенного материала 1,26 кДж/(кг·К). Сравнить удельные расходы теплоты в обоих случаях, если тепловыми потерями в окружающую среду и на нагрев транспортных средств можно пренебречь.

**9.24.** Определить расход сухого греющего пара с абсолютным давлением 2,0 кгс/см<sup>2</sup> и поверхность нагрева калорифера при коэффициенте теплопередачи  $K = 33$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), если в теоретической сушилке высушивается 600 кг/ч (по абсолютно сухой основе) от 35 до 8 % (на общую массу). Показания психрометра атмосферного воздуха  $t_0 = 18$  °С и  $t_m = 15$  °С; воздух на выходе из сушилки имеет параметры  $t_2 = 40$  °С и  $\varphi_2 = 0,65$ .

**9.25.** Определить расход воздуха, расход греющего пара и его давление, а также необходимую поверхность калорифера при высушивании 0,60 т/ч влажного материала от 50 до 9 % (на общую массу). Показания психрометра атмосферного воздуха  $t_0 = 10$  и  $t_m = 5$  °С; на выходе из сушилки параметры воздуха  $t_2 = 50$  °С и  $\varphi_2 = 0,50$ . Принять температуру греющего пара на 15 °С (К) выше температуры воздуха на выходе из калорифера. Степень сухости греющего пара 94 %. Расход теплоты на 10 % превышает ее расход в случае теоретической сушилки. Значение коэффициента теплопередачи в калорифере  $K = 35$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

**9.26.** Определить производительность по высушенному материалу, поверхность калорифера и долю возвращаемого воздуха в теоретической сушилке с рециркуляцией части отработанного сушильного агента. Расход атмосферного воздуха с энтальпией  $I_0 = 50$  кДж/кг и парциальным давлением водяного пара  $p_n = 12$  мм рт. ст. составляет 1,67 кг/с. Материал высушивается от 40 до 7 % (на общую массу). Параметры воздушно-паровой смеси на входе в калорифер  $x_{см} = 0,034$  кг/кг сух. возд. и  $t_{см} = 40$  °С. В калорифере воздух нагревается до 88 °С. Коэффициент теплопередачи в кало-

рифере  $K = 47 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; избыточное давление сухого греющего пара составляет  $2 \text{ кгс}/\text{см}^2$ .

9.27. В условиях примера 9.24 определить площадь необходимой поверхности испарения влажного материала а) при скорости воздуха  $12 \text{ м}/\text{с}$  и б) при прежней скорости  $6 \text{ м}/\text{с}$ , но для меньшей протяженности поверхности материала  $\delta = 0,10 \text{ м}$ .

9.28. В условиях примера 9.26 определить необходимое время пребывания дисперсного материала, если кинетика сушки его частиц соответствует иному значению коэффициента  $A = 0,25 \cdot 10^{-3} (\text{кг}/\text{кг сух. материала})/(\text{с} \cdot \text{К})$ . Во втором, сравнительном варианте при этом новом значении коэффициента  $A$  изменить также среднее конечное влагосодержание выгружаемого дисперсного материала на  $w_k = 8 \%$ .

9.29. Производительность теоретической сушилки  $0,80 \text{ т}/\text{ч}$  по высушенному материалу, его начальное и конечное влагосодержания  $80$  и  $30 \%$  (на абсолютно сухую массу). Параметры сушильного агента (воздуха) перед калорифером  $22^\circ\text{C}$  и температура точки росы  $12^\circ\text{C}$ ; после сушилки температура воздуха  $50^\circ\text{C}$  и потенциал  $8 \text{ К} (^\circ\text{C})$ . Определить необходимые расходы воздуха и теплоты, термический КПД сушилки, поверхность парового калорифера (подогревателя воздуха) и необходимый расход греющего пара (избыточное давление пара  $6,5 \text{ ат}$  и влажность  $2 \%$ ). Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося пара к воздуху  $38 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; потери теплоты  $4,5 \%$  от ее полезного количества.

9.30. Производительность теоретической сушилки  $0,15 \text{ кг}/\text{с}$  по высушенному материалу. Начальное и конечное влагосодержания  $68$  и  $13 \%$  (на абсолютно сухую массу продукта). Температура атмосферного воздуха  $25^\circ\text{C}$  и его температура мокрого термометра  $15^\circ\text{C}$ . На выходе из сушильного аппарата воздух имеет температуру  $50^\circ\text{C}$  и температуру точки росы  $32^\circ\text{C}$ . Требуется вычислить: расходы воздуха и теплоты, сухого греющего пара избыточным давлением  $6 \text{ ат}$ , термический КПД сушилки, необходимую величину поверхности парового калорифера при потерях теплоты  $12 \%$  от ее полезного количества. Коэффициент теплопередачи в калорифере  $30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

## ПРИМЕР РАСЧЕТА БАРАБАННОЙ СУШИЛКИ

### Исходные данные

Производительность по высушенному материалу (сульфат аммония)	$G_k = 3,3 \text{ т}/\text{ч}$
Начальная и конечная влажности материала (на общую массу)	$w_k = 2,0$ и $w_k = 0,2\%$

Среднее значение насыпной плотности материала	$\rho_{\text{ис}} = 820 \text{ кг/м}^3$
Удельная теплоемкость сульфата аммония	$c_t = 1,47 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$
Начальная и конечная температуры материала	$v_n = 20 \text{ и } v_k = 60^\circ \text{C}$
Доля уноса мелких фракций материала	6 %
Температуры воздуха на входе и на выходе из сушилки	$t_1 = 120 \text{ и } t_2 = 60^\circ \text{C}$
Температура и относительная влажность атмосферного воздуха	$t_0 = 20^\circ \text{C и } \phi_0 = 60 \%$
Барометрическое давление	$\Pi = 745 \text{ мм рт. ст.}$
Коэффициент заполнения барабана материалом и насадкой	$\beta_n = 20 \text{ и } \beta_u = 5 \%$
Тепловые потери составляют 10 % от теплоты испарения и нагрева материала.	

Дисперсный, мелкокристаллический сульфат аммония с широким гранулометрическим составом может быть высушен в барабанной сушилке, представляющей горизонтальный, слегка наклоненный вращающийся полый цилиндр, в котором дисперсный материал, заполняя нижнюю часть (15–35 %) барабана в виде плотного слоя, одновременно пересыпается сверху вниз за счет подъема части сыпучего материала насадкой, вращающейся вместе с барабаном. Термочувствительный сульфат аммония не позволяет использовать значение температуры сушильного агента выше  $t_1 = 120^\circ \text{C}$ , что делает целесообразным использование воздуха, подогреваемого греющим паром, а не топочных газов. Высушивание до *низкого значения конечной влажности предпочтительно при прямоточной схеме движения сушильного агента и сушимого дисперсного материала.*

**Р а с ч е т.** Количество испаряемой из материала влаги

$$W = 3,3 \cdot 10^3 \frac{2 - 0,2}{100 - 2} = 60,6 \text{ кг/ч} = 0,0168 \text{ кг/с.}$$

Расход исходного влажного материала на входе в сушилку

$$G_n = 3,3 \cdot 10^3 + 60,6 = 3,36 \cdot 10^3 \text{ кг/ч} = 0,934 \text{ кг/с.}$$

Вынос мелких фракций с отработанным сушильным агентом

$$G_{yn} = 0,06 \cdot 3,3 \cdot 10^3 = 198 \text{ кг/ч} = 0,055 \text{ кг/с.}$$

Определение удельных и общих расходов сухого воздуха и теплоты производится с помощью  $I - x$  диаграммы. По параметрам атмосферного воздуха находятся значения  $x_0 = 0,009 \text{ кг/кг}$  и  $I_0 = 42 \text{ кДж/кг}$ . После подогрева воздуха в поверхностном (например, паровом) калорифере (по линии  $x = x_0 = \text{const}$ ) до температуры  $t_1 = 120^\circ \text{C}$  его энтальпия примет значение  $I_1 = 147 \text{ кДж/кг}$ .

Тепловой поток, необходимый для испарения влаги из материала:

$$Q_{\text{исп}} = Wr = 0,0168 \cdot 2403 = 40,4 \text{ кВт,}$$

где  $r = 2403 \text{ кДж/кг}$  — удельная теплота парообразования при среднеарифметической температуре материала  $(20 + 60)/2 = 40^\circ \text{C}$ . Ввиду отсутствия детальной информации о кинетике сушки частиц сульфата аммо-

ния здесь приближенно принимается, что испарение влаги происходит при среднеарифметической температуре материала. Согласно этому упрощению тепловой поток на нагрев влажного материала равен:

$$Q_{\text{нгр}} = 0,934(1,47 + 4,19 \cdot 0,02)(40 - 20) + \\ + (3300/3600)(1,47 + 4,19 \cdot 0,002)(60 - 40) = 56,2 \text{ кВт.}$$

Сравнение значений  $Q_{\text{исп}}$  и  $Q_{\text{нгр}}$  здесь показывает, что при удалении из материала менее двух процентов влаги теплота испарения оказывается меньше теплоты нагрева материала.

Общий расход теплоты с учетом 10 % потерь в окружающую среду

$$Q = (Q_{\text{исп}} + Q_{\text{нгр}}) 1,10 = (41,3 + 56,2) 1,10 = 107 \text{ кВт.}$$

Расход сухого греющего пара в калорифере при его давлении  $p_{\text{г.п}} = 6,0 \text{ кгс/см}^2$

$$G_{\text{г.п}} = Q/r_{\text{г.п}} = 107/2095 = 0,0511 \text{ кг/с} = 184 \text{ кг/ч.}$$

Среднелогарифмическая разность температур конденсирующегося пара и воздуха

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(158,1 - 20) - (158,1 - 120)}{\ln[(158,1 - 20)/(158,1 - 120)]} = 77,7 \text{ }^\circ\text{C (K).}$$

Теплопередающая поверхность калорифера при коэффициенте теплопередачи  $K = 35 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$

$$F = 107 \cdot 10^3 / (35 \cdot 77,7) = 39,3 \text{ м}^2.$$

Линия реальной сушки в  $I-x$  диаграмме пойдет от точки  $I$  значительно ниже линии  $I_1 = \text{const}$ , соответствующей работе теоретической сушилки, вследствие относительно большого расхода теплоты на нагрев материала (рис. 9.13).

Удельные потери теплоты на нагрев материала и на потери в окружающую среду (без учета теплоты дегидратации)

$$\Delta = (Q_{\text{нгр}} + Q_{\text{пот}})/W = [56,2 + 0,10(41,3 + 56,2)]/0,0172 = 3830 \text{ кДж/кг.}$$

Положение реальной линии сушки определяется по ее уравнению  $I = I_1 - \Delta(x - x_1)$  (см. пример 9.23). Подставив, например,  $x = 0,02 \text{ кг/кг}$ , можно получить  $I = 147 - 3830(0,02 - 0,009) = 105 \text{ кДж/кг}$ ; прямая линия между точками  $B$  и  $D$  до пересечения с изотермой  $t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  определит точку  $C$  с координатами  $x_2 = 0,015 \text{ кг/кг}$  и  $I_2 = 110 \text{ кДж/кг}$ .

Удельный и общий расходы сухого воздуха:

$$l = 1/(0,015 - 0,009) = 167 \text{ кг/кг;}$$

$$L = 0,0168 \cdot 167 = 2,81 \text{ кг/с} = 10\,100 \text{ кг/ч.}$$

Расчет кинетики сушки в барабанных сушилках весьма осложнен неопределенностью величины поверхности дисперсного материала, обтекаемой сушильным агентом, поскольку лишь некоторая часть материала находится в падении с верхнего уровня подъема его насадкой к нижнему плотному слою (обычно около 10 % от общей массы продукта, пребывающего в барабане). Основная же часть дисперсного продукта, находясь

в виде плотного слоя, обдувается сушильным агентом лишь вдоль наружной поверхности этого непрерывно обновляемого слоя. По этой причине барабанные сушилки рассчитываются по объемной напряженности рабочего объема  $A_v$ , значения которой (в кг/(м<sup>3</sup> · ч)) получены по эксплуатационным данным и приведены ниже:

Температура сушильного агента на входе в барабан, °С	Влажность исходного материала, %		
	< 10	10–40	> 40
80–150	1–8	6–15	10–20
150–250	10–20	15–40	30–50
250–400	15–30	25–60	50–75
400–650	20–40	30–90	80–120
650–1000	30–60	50–100	90–180

При  $t_1 = 120$  °С и  $u_0 = 2,0$  % выбирается значение  $A_v = 5$  кг/(м<sup>3</sup> · ч). Требующийся рабочий объем барабана

$$V_{\text{вл}} = W/A_v = 60,6/5 = 12,1 \text{ м}^3.$$

По нормальям НИИХИММАШа [9.7] полученному значению рабочего объема барабана соответствуют размеры: диаметр  $D_6 = 1600$  мм и длина  $l_6 = 6000$  мм барабана.

Уточненные значения: объема барабана

$$V_6 = 0,785 D_6^2 l_6 = 0,785 \cdot 1,6^2 \cdot 6,0 = 12,1 \text{ м}^3$$

и объемной влагонапряженности

$$A_v = 60,6/12,1 = 5,01 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{ч)}.$$

Продолжительность сушки материала в барабане определяется по эмпирической формуле [9.6]:

$$\tau_c = 120 \rho_{\text{м}} \beta_{\text{м}} (u_{\text{н}} - u_{\text{к}}) / [A_v (200 - (u_{\text{н}} - u_{\text{к}}))] = 120 \cdot 820 \times \\ \times 0,20 (2 - 0,2) / [5,01 (200 - (2 - 0,2))] = 35,7 \text{ мин.}$$

Объем дисперсного материала, находящегося в барабане, определяется через принятое значение коэффициента заполнения барабана:

$$V_{\text{м}}^* = \beta_{\text{м}} V_6 = 0,20 \cdot 12,1 = 2,42 \text{ м}^3.$$

Среднее время пребывания материала в барабане

$$\tau_{\text{проб}} = V_{\text{м}}^* / V_{\text{м}} = 2,42 / 1,09 \cdot 10^{-3} = 2,21 \cdot 10^3 \text{ с} = 0,614 \text{ ч} = 36,8 \text{ мин,}$$

где  $V_{\text{м}} = 0,5(G_{\text{н}} + G_{\text{к}} - G_{\text{ун}}) / \rho_{\text{м}} = 0,5(3360 + 3300 - 198) / 820 = 3,94 \text{ м}^3/\text{ч} = 1,09 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  — объемный расход дисперсного материала через аппарат.

Для барабанных сушилок с подъемно-лопастной и комбинированной насадкой частота вращения барабана может быть рассчитана по эмпирическому соотношению [9.6]:

$$n = m k l_6 / (D_6 \tau \operatorname{tg} \alpha_6) = 1 \cdot 0,7 \cdot 6,0 / (1,6 \cdot 36,8 \operatorname{tg} 3^\circ) = 1,36 \text{ мин}^{-1},$$

где  $m = 1$  и  $k = 0,7$  для лопастных и секторных насадок при противотоке,  $\alpha_6 = 3^\circ$  — угол наклона барабана к горизонту.



Скорость воздуха в свободном от материала и от насадки сечении барабана

$$w = V_c / [S_6 (1 - \beta_{\kappa} - \beta_{\text{н}})] = 3,05 / [0,785 \cdot 1,6^2 (1 - 0,20 - 0,05)] = 2,02 \text{ м/с},$$

где

$$V_c = L(1 + \bar{x})/\rho = 2,87(1 + 0,012)/0,951 = 3,05 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$\rho = 1,29 \frac{273}{273 + 0,5(120 + 60)} \frac{745}{760} = 0,951 \text{ кг/м}^3.$$

Здесь  $V_c$  и  $\rho$  – объемный расход и плотность воздуха при его средней температуре в барабане.

Полученному значению скорости воздуха вдоль барабана соответствует скорость витания частиц размером  $d_{\text{вп}}$ , который может быть приближенно определен через критерий  $Lu = w^3 \rho^2 / [g \mu (\rho_{\kappa} - \rho)] = 2,02^3 \cdot 0,951^2 / [9,81 \cdot 0,022 \cdot 10^{-3} (1750 - 0,951)] = 9,77$ . Этому значению  $Lu$  по рис. 2.12 при  $\varepsilon \rightarrow 1$  соответствует значение  $Ar = 7 \cdot 10^2$ , из которого находится значение эквивалентного диаметра частиц, которые могут быть унесены из барабана воздухом со скоростью 2,02 м/с при плотности частиц  $\rho_{\kappa} = 1750 \text{ кг/м}^3$ :

$$d_{\text{вп}} = \sqrt[3]{7 \cdot 10^2 (0,022 \cdot 10^{-3})^2 / 9,81(1750 - 0,951)0,951} = 0,279 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,275 \text{ мм}.$$

## ПРИМЕР РАСЧЕТА СУШИЛКИ С ПСЕВДООЖИЖЕННЫМ СЛОЕМ

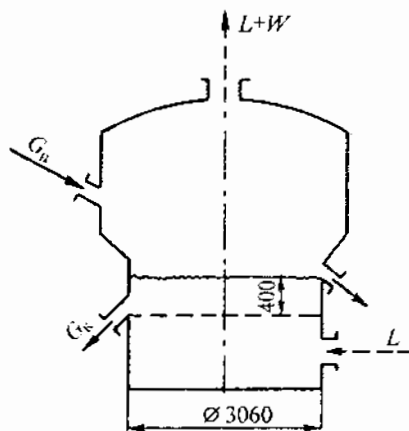
### Исходные данные

Производительность по высушенному материалу (хлориду калия)	$G_{\kappa} = 20 \text{ т/ч}$
Влажность материала (на общую массу)	
начальная	$u_{\kappa} = 10 \%$
конечная	$u_{\kappa} = 0,5 \%$
Средний диаметр частиц	$d = 0,25 \text{ мм}$ $(d_{\text{макс}} = 0,50 \text{ мм},$ $d_{\text{мин}} = 0,10 \text{ мм})$
Температура исходного материала	$t_{\kappa} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Удельная теплоемкость хлорида калия	$c_{\kappa} = 0,712 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$
Плотность хлорида калия	$\rho_{\kappa} = 2000 \text{ кг/м}^3$
Параметры атмосферного воздуха	$t_0 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\phi_0 = 65 \%$
Тепловые потери составляют 15 % от расхода теплоты на испарение влаги и на нагрев влажного материала.	

Сушка термостойкого хлорида калия может производиться наиболее дешевым теплоносителем – топочными газами, представляющими собой продукты сгорания углеводородных топлив.

Состав топочных газов отличается от состава атмосферного воздуха, используемого в качестве окислителя, лишь заменой части кислорода, пошедшего на окисление углерода и водорода топлива, на соответствующие

Рис. 9.17. Эскиз аппарата для сушки дисперсного материала в псевдооживленном слое (к примеру расчета)



реакциям окисления диоксид углерода и пары воды; основной же частью топочных газов, как и воздуха, остается азот (более 70 %). Это обстоятельство, с учетом не слишком значительного различия основных теплофизических свойств отдельных компонентов воздуха и продуктов сгорания, дает основание производить приближенные расчеты процессов сушки топочными газами по теплофизическим свойствам атмосферного воздуха\*.

Выбор конструкции сушильного аппарата и условий процесса сушки производится на основе следующих факторов:

- 1) высушиваемый материал в сухом состоянии – сыпучий, во влажном – несколько комкующийся;
- 2) материал выдерживает нагрев до относительно высокой температуры (температура плавления хлорида калия равна 770 °С);
- 3) отношение максимального размера частиц к минимальному размеру  $d_{\text{макс}}/d_{\text{мин}} = 0,50/0,10 = 5$  не слишком значительное;
- 4) удалению подлежит в основном поверхностная влага;
- 5) при сушке солей рекомендуется газораспределительная решетка с диаметром отверстий для прохода сушильного агента  $d_{\text{отв}} = 5,0$  мм;
- 6) поскольку высушенный дисперсный продукт предполагается для последующего хранения в течение некоторого времени, то допускается некоторая неравномерность выгружаемого из сушильного аппарата материала по влагосодержанию его отдельных частиц.

Анализ указанных факторов показывает, что следует выбрать однокамерный сушильный аппарат с псевдооживленным слоем дисперсного сушеного материала и вертикальными стенками (рис. 9.17), а температуру сушильного агента на входе в сушилку (под газораспределительной решеткой)  $t_1 = 800$  °С. Температура сушильного агента на выходе из псевдооживленного слоя принимается равной  $t_2 = 125$  °С, что позволяет исключить конденсацию водяных паров в пылеулавливающей аппаратуре сушильной установки. Для достаточно мелкодисперсного материала при

\* Более точные расчеты параметров топочных газов см. Дытнерский Ю. И. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по курсовому проектированию. – М.: Химия, 1992. 272 с., а расчеты с использованием вычислительной техники – см. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987. 576 с.

сравнительно низком его конечном влагосодержании температуру выгружаемого продукта можно принять равной температуре отходящих газов, т. е.  $v_k = 125^\circ\text{C}$ . Высота  $h_{\text{сн}}$  псевдоожиженного слоя принимается в четыре раза больше высоты  $h_{\text{стп}}$  зоны действия газовых струй, выходящих из отверстий решетки [9.5]:

$$h_{\text{стп}} \approx 20d_{\text{отв}} = 20 \cdot 5,0 = 100 \text{ мм}; \quad h_{\text{сн}} = 4h_{\text{стп}} = 4 \cdot 100 = 400 \text{ мм}.$$

Для обеспечения равномерного псевдоожижения по всему круглому сечению аппарата подача комкующейся влажной соли производится разбрасывателем, равномерно распределяющим исходный материал по всей поверхности слоя. Выгрузка продукта из псевдоожиженного слоя производится одновременно с верхнего уровня слоя (для поддержания его постоянной высоты) и из пространства над газораспределительной решеткой (для вывода возможных комков материала).

**Р а с ч е т.** Расход влажного материала, поступающего в аппарат:

$$G_k = G_k \frac{100 - u_k}{100 - u_n} = 20 \cdot 10^3 \frac{100 - 0,005}{100 - 0,10} = 22,1 \cdot 10^3 \text{ кг/ч} = 6,14 \text{ кг/с}.$$

Количество испаряемой влаги

$$W = G_k - G_n = 22,1 \cdot 10^3 - 20 \cdot 10^3 = 2,1 \cdot 10^3 \text{ кг/ч} = 0,583 \text{ кг/с}.$$

Необходимый расход теплоты

$$\begin{aligned} Q &= (Q_{\text{исп}} + Q_{\text{вспр}}) 1,15 = \{W[r_0 + c_n(t_2 - v_n)] + G_k(c_m + c_n u_k)(v_k - v_n)\} 1,15 = \\ &= \{0,583 [2493 + 1,97(125 - 20)] + 5,56(0,712 + 4,19 \cdot 0,005) \cdot (125 - 20)\} 1,15 = \\ &= 2300 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

где  $G_k = 20 \cdot 10^3 / 3,6 \cdot 10^3 = 5,56 \text{ кг/с}$  — секундный расход высушенного материала.

Удельный расход теплоты

$$q = Q/W = 2300/0,583 = 3950 \text{ кДж/кг испар. влаги}.$$

Необходимый расход сушильного агента  $L$  определяется на основе теплового баланса:

$$L = Q/[c_{\text{сх}}(t_1 - t_2)] = 2300/[1,06(800 - 125)] = 3,21 \text{ кг/с},$$

где удельная теплоемкость топочных газов приближенно принята равной теплоемкости воздуха при атмосферном влагосодержании и среднеарифметической температуре  $(800 + 125)/2 = 463^\circ\text{C}$  (табл. XXII)  $c_{\text{сх}} = 30,6/29 = 1,06 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ .

Для расчета скорости сушильного агента, проходящего через псевдоожиженный слой дисперсного материала, предварительно находится критическая скорость начала псевдоожижения для частиц среднего размера  $d_{\text{ср}}$ . Теплофизические свойства воздуха берутся при температуре отходящего сушильного агента  $t_2 = 125^\circ\text{C}$ . Критерий Архимеда

$$\text{Ar} = g d_{\text{ср}}^3 (\rho_{\text{ж}} - \rho) / \rho \mu^2 = 9,81 (0,25 \cdot 10^{-3})^3 (2 \cdot 10^3 - 0,883) 0,883 / (23,9 \cdot 10^{-6})^2 = 474,$$

где

$$\rho = 1,293 \cdot 273 / (273 + 125) = 0,883 \text{ кг/м}^3,$$

$$\mu = 17,9 \cdot 10^{-3} \frac{273 + 124}{(273 + 125) + 124} \left( \frac{273 + 125}{273} \right)^{3/2} = 23,9 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Здесь  $\rho$  и  $\mu$  — плотность и вязкость воздуха при 125 °C (формула (1.8) и табл. IV).

Значение критерия Рейнольдса, содержащего скорость начала псевдоожижения (2.31):

$$\text{Re}_{\text{кр}} = \frac{474}{1400 + 5,22\sqrt{474}} = 0,313,$$

откуда скорость начала псевдоожижения

$$w_{\text{кр}} = \text{Re}_{\text{кр}} \mu / (d_{\text{ср}} \rho) = 0,313 \cdot 23,9 \cdot 10^{-6} / (0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 0,883) = 0,0339 \text{ м/с}.$$

Рабочую скорость  $w$  сушильного агента можно определить, приняв рабочее значение порозности псевдоожиженного слоя  $\varepsilon = 0,75$ , что соответствует высоким значениям  $w$ , присущим работе сушилок при удалении поверхностной влаги из мелкодисперсных материалов с развитой поверхностью частиц. При  $\varepsilon = 0,75$  и  $\text{Ar} = 4,74 \cdot 10^2$  по графику (рис. 2.12)  $\text{Lu} = 0,20$ , откуда

$$w = [0,20 \cdot 23,9 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 (2 \cdot 10^3 - 0,883) / 0,883^2]^{1/3} = 0,494 \text{ м/с},$$

что соответствует числу псевдоожижения  $w/w_{\text{кр}} = 0,494/0,0339 = 14,6$ .

Скорость сушильного агента непосредственно у решетки больше, чем в слое, вследствие более высокой температуры входящего воздуха:

$$w_{\text{реш}} = 0,494 (273 + 800) / (273 + 125) = 1,33 \text{ м/с}.$$

В отверстиях газораспределительной решетки скорость горячего воздуха еще больше. Так, если принять суммарное сечение всех отверстий решетки равным 10 % от ее общей площади, то скорость в отверстиях соответственно равна  $w_{\text{отв}} = w_{\text{реш}}/0,1 = 1,33/0,1 = 13,3 \text{ м/с}$ , что будет способствовать не только перемещению у решетки крупных частиц ( $d_{\text{макс}} = 0,5 \text{ мм}$ ), но и перемещению и дезинтеграции возможных комков влажного материала.

Необходимая площадь решетки (площадь псевдоожиженного слоя) находится из уравнения расхода:

$$S_{\text{реш}} = L / (\rho w) = 3,21 / (0,883 \cdot 0,494) = 7,36 \text{ м}^2.$$

Соответствующий диаметр решетки

$$D_{\text{реш}} = (7,36/0,785)^{1/2} = 3,06 \text{ м}.$$

Значение высоты сепарационного пространства, обеспечивающей удовлетворительное осаждение мелких частиц, вылетающих из псевдоожиженного слоя, может быть принято в четыре раза превышающим высоту псевдоожиженного слоя:

$$h_{\text{сеп}} = 4h_{\text{сл}} = 4 \cdot 400 = 1600 \text{ мм} = 1,6 \text{ м}.$$

Следует проверить соответствие скорости воздуха в сепарационном пространстве значению скорости витания частиц минимального диаметра, для чего находится критерий Архимеда с  $d_{\text{мин}}$ :

$$Ag = 9,81(0,10 \cdot 10^{-3})^3 (2 \cdot 10^3 - 0,883)0,883/(23,9 \cdot 10^{-6})^2 = 30,3.$$

Критерий Рейнольдса, содержащий скорость  $w_{\text{внт}}$  витания минимальных частиц (2.34):

$$Re = 30,3/(18 + 0,61 \sqrt{30,3}) = 1,42,$$

откуда

$$w_{\text{внт}} = 1,42 \cdot 23,9 \cdot 10^{-6}/(0,883 \cdot 0,10 \cdot 10^{-3}) = 0,307 \text{ м/с}.$$

Скорость воздуха  $w = 0,494 \text{ м/с}$  превышает полученное значение  $w_{\text{внт}} = 0,307 \text{ м/с}$ , поэтому мелкие частицы будут выноситься из надслоевого пространства, и, следовательно, поперечное сечение сепарационной зоны должно быть увеличено до

$$S_{\text{сеп}} = S_{\text{реш}} w/w_{\text{внт}} = 7,36 \cdot 0,494/0,307 = 11,8 \text{ м}^2.$$

Диаметр сепарационной зоны находится с учетом 10 %-го запаса сечения надслоевого пространства:

$$D_{\text{сеп}} = \sqrt{1,1 S_{\text{сеп}}/0,785} = \sqrt{1,1 \cdot 11,8/0,785} = 4,07 \text{ м}.$$

Эскиз сушилки псевдооживленного слоя представлен на рис. 9.17.

## ПРИМЕР РАСЧЕТА ВАЛЬЦОВОЙ СУШИЛКИ

### Исходные данные

Производительность по влажному пастообразному материалу (паста гидрокарбоната натрия)

$$G_n = 90 \text{ кг/ч}$$

Начальное и конечное влагосодержание (на общую массу)

$$u_n = 75 \text{ и } u_k = 20 \%$$

Давление сухого греющего пара

$$p_{\text{ж.п.}} = 1 \text{ кгс/см}^2$$

Толщина слоя пасты на поверхности барабана

$$\delta_n = 1 \text{ мм}$$

Толщина чугунной стенки барабана

$$\delta_q = 10 \text{ мм}$$

Скорость воздуха над слоем материала

$$w = 1,7 \text{ м/с}$$

Температура и относительная влажность воздуха

$$t_0 = 40^\circ \text{C и } \phi_0 = 40 \%$$

Среднее значение коэффициента теплопроводности слоя материала

$$\lambda_m = 0,80 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Удаление влаги из тонкого слоя влажной пасты происходит в периоде постоянной скорости сушки.

Для сушки пастообразных материалов может использоваться двух-вальцовая сушилка непрерывного действия с подачей греющего пара во внутреннее пространство полых вращающихся барабанов и нанесением равномерного тонкого слоя исходной пасты на наружные цилиндрические поверхности, откуда подсыхающая паста удаляется ножами (скребками).

Теплопередача в вальцовой сушилке происходит от греющего пара к внутренней поверхности барабана, через чугунную стенку барабана, поперек слоя высушиваемого материала и от наружной поверхности слоя материала к воздуху, причем на последнем этапе перенос теплоты осуществляется парами удаляемой из материала влаги.

**Р а с ч е т .** Количество влаги, которое необходимо удалять из пасты:

$$W = 90 \frac{75 - 20}{100 - 20} = 61,9 \text{ кг/ч.}$$

Количество испаряющейся с поверхности слоя влаги  $W_n$  вычисляется по соотношению (9.20), причем при подводе теплоты, необходимой для испарения влаги, не от горячего воздуха, а от греющей поверхности барабана температура поверхности влажного материала не будет соответствовать температуре мокрого термометра. Значение температуры наружной поверхности слоя материала  $v_n$  в общем случае должно находиться методом последовательных приближений (см. гл. 3).

В качестве первого приближения принимается  $v_n = 80^\circ\text{C}$ . При этой температуре давление насыщенного водяного пара  $P_{\text{нас}} = 355 \text{ мм рт. ст.}$ ; парциальное давление паров при параметрах окружающего воздуха  $p_n = 22 \text{ мм рт. ст.}$  Удельная теплота парообразования при атмосферном давлении воздуха  $r = 2264 \text{ кДж/кг.}$

По корреляционному соотношению (9.20)

$$W_n = 0,0407 \cdot 1,7^{0,8} (355 - 22) = 20,7 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч)} = 0,00575 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Значение эквивалентного коэффициента теплоотдачи при испарении влаги с поверхности слоя материала

$$\alpha_n = W_n r / (v_n - t_0) = 0,00575 \cdot 2264 \cdot 10^3 / (80 - 40) = 325 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося пара к воздуху, воспринимающему влагу из материала:

$$K = (1/9300 + 0,010/46,4 + 0,001/0,80 + 1/325)^{-1} = 215 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где принято значение коэффициента теплоотдачи от пара к внутренней поверхности стенки барабана  $\alpha_{\text{т.п}} = 9300 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  согласно данным табл. 3.4.

Плотность теплового потока от пара к воздуху

$$q = K(t_{\text{с.п}} - t_0) = 215(100 - 40) = 12900 \text{ Вт/м}^2.$$

Производится проверка принятого значения температуры  $v_n$ :

$$v_n = t_0 + q/\alpha_n = 40 + 12900/325 = 79,7^\circ\text{C}.$$

Проведя аналогичные расчеты с новым значением  $v_n$ , можно убедиться в практическом совпадении получаемых значений с результатами первого приближения.

Тепловой поток, необходимый для испарения влаги и нагрева влажного материала:

$$Q = [(61,9/3600)2264 + (90/3600)(1,10 + 4,19 \cdot 0,75)(80 - 15)] = 45,8 \text{ кВт},$$

где  $c_n = 1,10 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$  и  $v_n = 15^\circ\text{C}$  — удельная теплоемкость сухой основы материала и начальная температура влажного продукта. Необходимая поверхность барабанов вальцово-сушилки

$$F = Q/q/0,75 = 45,8/12,9/0,75 = 4,74 \text{ м}^2,$$

где коэффициент 0,75 учитывает то обстоятельство, что часть (25 %) поверхностей барабанов не является сушищей поверхностью, а занята устройством нанесения исходной пасты и удаления высушенного материала.

По нормальям ближайшая двухвальцовая сушилка диаметром вальцов 600 мм и длиной 1400 мм имеет общую поверхность вальцов  $F = 5,2 \text{ м}^2$ .

## Глава 1. Основы гидравлики

- 1.1. 3,51 и 4,21 кг/м<sup>3</sup>.
- 1.2. 1,77 кг/м<sup>3</sup>.
- 1.3. 0,624 кг/м<sup>3</sup>.
- 1.4. 15,8 кг/кмоль; 0,616 кг/м<sup>3</sup>.
- 1.5. 0,691; 0,235; 0,074.
- 1.6. 904 кг/м<sup>3</sup>.
- 1.7.  $0,946 \cdot 10^5$  Па.
- 1.8. 6 болтов;  $0,718 \cdot 10^5$  Па.
- 1.9.  $0,370 \cdot 10^{-6}$  и  $23,4 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.
- 1.10.  $0,015 \cdot 10^{-3}$ ;  $0,017 \cdot 10^{-3}$  Па·с.
- 1.11.  $1,23 \cdot 10^{-5}$  Па·с и  $6,87 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.
- 1.12. 0,018 Па·с.
- 1.13. 0,720 м/с.
- 1.14. 13,0 и 10,1 м/с.
- 1.15. 1,98 и 10,0 м/с.
- 1.16. 0,0733 м.
- 1.17. 0,103 м.
- 1.18.  $Re = 5430$  – переходный режим.
- 1.19.  $0,313 \cdot 10^{-3}$  Н/м; 0,058 м/с.
- 1.20.  $0,63 \cdot 10^{-3}$  м; 0,212 м/с.
- 1.21.  $Re = 2880$  – переходный режим,  $Re_{кр} = 7200 > 2880$  – ламинарный.
- 1.22. 0,0283; 0,0566 м/с и 0,283; 0,354 м/с.
- 1.23. 1,27 кг/с.
- 1.24. 0,632; 1,20 ч.
- 1.25. 0,468 м/с; 52,9 м<sup>3</sup>/ч.
- 1.26. 0,0622 м<sup>3</sup>/с.
- 1.27.  $27,6 \cdot 10^3$  Па.
- 1.28.  $13,3 \cdot 10^3$  Па.
- 1.29. 535 Па.
- 1.30.  $11,5 \cdot 10^3$  Па ( $e = 0,2$  мм).
- 1.31. а) Уменьшится в 10 раз; б) изменится в  $\frac{\lambda_t}{\lambda_0} \frac{273+t}{273}$  раз.
- 1.32. В  $4\sqrt{2}$  раз.
- 1.33. 49,2 мм.
- 1.34. а) в 1/16 и б) в 1/32 раза.
- 1.35. 7,15 м.
- 1.36. 4,40 л/мин.
- 1.37. 1,51 кВт.
- 1.38. 15,6 Па и 513 Па.
- 1.39. 864 Па.
- 1.40. 13 350 Па.

- 1.41.  $1 : 13,6; 0,271 \text{ м/с.}$
- 1.42.  $1,43 \text{ кВт.}$
- 1.43.  $10,2 \text{ кВт.}$
- 1.44.  $3,13 \text{ кВт.}$
- 1.45.  $0,50 \text{ кВт.}$
- 1.46.  $46,1 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$
- 1.47.  $0,706 \text{ м.}$
- 1.48.  $3,22 \cdot 10^5 \text{ Па}$
- 1.49.  $352 \text{ Па.}$
- 1.50.  $275 \text{ м.}$
- 1.51.  $40,2 \text{ м.}$
- 1.52.  $21,0 \text{ кВт.}$
- 1.53.  $0,67.$
- 1.54.  $43,5 \text{ }^\circ\text{C.}$
- 1.55.  $37,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$
- 1.56.  $0,889.$
- 1.57.  $2,36 \text{ м.}$
- 1.58.  $16,1 \text{ м; } 1,24 \text{ кВт.}$
- 1.59.  $19,8 \text{ л/с; } 67,9 \text{ м; } 22,6 \text{ кВт; } 0,595.$
- 1.60.  $400 \text{ и } 300 \text{ л/мин.}$
- 1.61.  $0,257 \text{ м}^3/\text{мин.}$
- 1.62.  $2,40 \text{ кВт.}$
- 1.63.  $1,16 \text{ м}^3/\text{с; } 74,4 \text{ м; } 1,77 \text{ кВт; } 0,478.$
- 1.64.  $940 \text{ м}^3/\text{ч.}$
- 1.65.  $118 \text{ кДж/кг; } 117 \text{ }^\circ\text{C.}$
- 1.66.  $7,05 \text{ кВт; } 0,89.$
- 1.67.  $58,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с; } 14,1 \text{ кВт.}$
- 1.68. а)  $3,70$ ; б)  $4,85$ ; в)  $1,55.$
- 1.69.  $4260 \text{ и } 3520 \text{ кДж/кг.}$
- 1.70.  $4 \text{ ступени.}$
- 1.71.  $79,0 \text{ кВт и } 3,92 \text{ м}^3/\text{ч.}$
- 1.72.  $75,5 \text{ Вт.}$
- 1.73.  $51,1 \text{ кВт.}$

## Глава 2. Гидромеханика неоднородных систем

- 2.1.  $0,0872 \cdot 10^{-3} \text{ м/с; } 7,87 \cdot 10^{-3} \text{ и } 3,93 \cdot 10^{-3} \text{ м/с.}$
- 2.2.  $0,577 \text{ и } 0,485.$
- 2.3.  $13,8 \text{ м/с.}$
- 2.4.  $9,67 \text{ м/с.}$
- 2.5.  $0,225 \text{ м.}$
- 2.6.  $8,09 \text{ мкм.}$
- 2.7.  $6,28 \text{ м.}$
- 2.8. Увеличится в 2 раза.
- 2.9.  $1070 \text{ кг/м}^3.$



- 2.10. 0,0782 м/с и 0,107 м/с.
- 2.11. 0,925 мм.
- 2.12. 2990 кг.
- 2.13. 4200 кг.
- 2.14. 18,5 мин.
- 2.15. 8,73 мин.
- 2.16. 63,5 м<sup>2</sup>.
- 2.17. 17,6 м<sup>2</sup> и 0,525 мин<sup>-1</sup>.
- 2.18. 35,2 мин и 1,12 м<sup>3</sup>.
- 2.21. ЦН-15; 808 Па.
- 2.22. Вертикальная подвесная центрифуга периодического действия.
- 2.23. Сверхцентрифуга.
- 2.24. В 200 раз.
- 2.25. 78 с.
- 2.26. 4,80 кВт.
- 2.27. 3 шт.
- 2.28. Увеличится вдвое.
- 2.29. 6,53 м<sup>3</sup>/ч.
- 2.30. В 27 раз.
- 2.31. 5,07 м<sup>3</sup>/ч.
- 2.32. 6,15 мкм.
- 2.33. 0,28 м/с; 2280 Па.
- 2.34. 0,48 и 462 мм.
- 2.35. 1,3 мм; 0,50.
- 2.36. 137 Вт.
- 2.37. 240 мин<sup>-1</sup>.
- 2.38. Увеличится в 1,3 раза.
- 2.39. 580 мм.

### Глава 3. Теплопередача

- 3.1. -180 К/м; 230 Вт/м<sup>2</sup>.
- 3.2. 842 Вт/м<sup>2</sup>; 184,46 и 184,24 °С; -779, -18,1 и -5570 К/м.
- 3.3. а) 363 кВт/м<sup>2</sup>; б) 21 500 кВт/м<sup>2</sup>.
- 3.4. 5270 и 7910 кВт/м<sup>3</sup>.
- 3.5. 923 и 397 Вт/м<sup>2</sup>.
- 3.6. 1380 и 440 Вт; 7200 и 2280 Вт.
- 3.7. Увеличится в 10 раз.
- 3.8. 4,83 кВт.
- 3.9. 136 кДж.
- 3.10. а) 0,151; б) 0,0165 и в) 0,471 Вт/(м·К).
- 3.11. а) 285; б) 259 кг/ч.
- 3.12. 94,6 °С.
- 3.13. 92,0 кВт.
- 3.14. 548 кг/ч.

- 3.15. а) с 52,6 до 50,3 Вт/(м<sup>2</sup> · К); б) с 1960 до 730 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.16. 28,7 кВт/м<sup>2</sup>.
- 3.17. 36,7 и 50,5 К.
- 3.18. 38,4 К.
- 3.19. 6,23 м<sup>2</sup>.
- 3.20. Поверхность недостаточна.
- 3.21. 9,38 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.22. 1010 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.23. 3,10 м<sup>2</sup>; 560 кг/ч.
- 3.24. а) 39,8 м<sup>3</sup>/ч; 18,0 м<sup>2</sup>; б) 112 000 м<sup>3</sup>/ч; 341 м<sup>2</sup>.
- 3.25. 1510 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.26. 112 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.27. 3890 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.28. 92,0 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.29. а) 42,3; б) 72,3 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.30. Увеличится в 1,94 раза.
- 3.31. 1100 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.32. 268 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.33. 265 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.34. 266 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.35. 117 и 141 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.36. 287 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.37. 114 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.38. 4140 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.39. 3080 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.40. 2340 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.41. 1020 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.42. 4000 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.43. 5040 Вт/(м<sup>2</sup> · К).
- 3.44. 98 м<sup>2</sup>.
- 3.45. 66 м<sup>2</sup>.
- 3.46. 3,61 м; 285 кг/ч.
- 3.47. 42,3 м; 1510 кг/ч.
- 3.48. 37,2 м; 1,24 кг/с.
- 3.49. 39,4 °С; 215 Вт/м<sup>2</sup>.
- 3.50. 166 мм.
- 3.51. 8,30 кВт/м<sup>2</sup>; 35,95 и 32,3 °С; 30 м<sup>2</sup> и 2,97 кг/с.
- 3.52. 188 кВт/м<sup>2</sup>; 72,0 и 63,9 °С; 27,9 м<sup>2</sup> и 2,37 кг/с.
- 3.53. -30 °С.
- 3.54. 250 с.
- 3.55. 32,1 кВт/м<sup>2</sup>.
- 3.56. 177 Вт.
- 3.57. 1,01 м.
- 3.58. 0,782 м.
- 3.59. 8,22 и 0,780 кВт.
- 3.60. 1040 кВт и 0,310 кг/с.

3.61. 1110 кДж/кг и 4,84; 119 кДж/кг и 4,87.

3.62. 5,06 и 4,27.

3.63. 5,82 кВт.

3.64. 1100 кВт.

3.65. а) 11; б) 20; в) 72 К.

3.66. а) 4,92 кВт·ч/кг; б) 2,10 кВт·ч/кг.

3.67. 0,0545 и 4,0 кВт·ч/кг.

3.68. 102 м<sup>2</sup> и 6,54 кг/с.

3.69. 27,7 м<sup>2</sup> и 1,31 кг/с.

## Глава 4. Выпаривание

4.1. 1200 кг/ч.

4.2. I. а) 1,18; б) 1,02; II. а) 1,15; б) 1,07 кг/кг.

4.3.  $3,47 \cdot 10^5$  Па.

4.4. 0,403 кг/с.

4.5. 33 % и 2530 кг/ч.

4.6. 1430 кг/ч; 980 кг/ч и 3,80 м<sup>2</sup>.

4.7. 2030 кДж/кг и 2810 Дж/(кг·К).

4.8. 81,5 °С.

4.9. 149 м<sup>2</sup>; 0,317 кгс/см<sup>2</sup>.

4.10. Увеличится в 2 раза.

4.11. 85 м<sup>2</sup> и 1490 кг/ч.

4.12. а) 35,0 м<sup>3</sup>/ч; б) 32 м<sup>3</sup>/ч.

4.13. 0,880 кг/с; 1,17 и 0,882 кг/кг.

4.14. 25,9 %.

4.15. 1)  $F_1 = 112$ ,  $F_2 = 52$  м<sup>2</sup>;  $F_1 = F_2 = 92,9$  м<sup>2</sup>; 2,07 кг/с; 1,04 кг/кг;  
2) невозможно.

4.16. 13,5 кг/ч.

4.17. 11,8; 18,0 %.

4.18. 4 корпуса.

4.19. 129 кг/ч и 56,0 кВт.

4.20. 15 °С.

4.21. 1,3 т.

4.22. 69 м<sup>2</sup>; 2,40 кг/с.

4.23. 130 м<sup>2</sup>; 1,93 кг/с; 1,23 кг/кг.

4.24. 195 м<sup>2</sup>; 2,32 кг/с; 1,39 кг/кг.

## Глава 5. Основы массопередачи. Абсорбция

5.1. 1050 кг/м<sup>3</sup>; 1,33 кг/кг и 4,86 кмоль нитробензола/м<sup>3</sup>.

5.2. 1140 кг/м<sup>3</sup>.

5.3. 1,59 кг/кг; 1,08 кг/м<sup>3</sup>.

5.4. 0,634; 11,6 и 4,74 кг/м<sup>3</sup>.

- 5.5.  $0,530 \cdot 10^{-3}$  кг/с.
- 5.6.  $\Delta C_y = 5,15 \cdot 10^{-3}$  кмоль/м<sup>3</sup> газа;  $\Delta \bar{C}_y = 0,134$  кг/м<sup>3</sup> газа;  $\Delta C_x = 5,26 \times 10^{-3}$  кмоль/м<sup>3</sup> жидкости;  $\Delta \bar{C}_x = 0,137$  кг/м<sup>3</sup> жидкости.
- 5.7.  $\Delta y = 0,10$  и  $\Delta x = 0,080$  кмоль/кмоль смеси.
- 5.8. 40,5 и 85 %.
- 5.9. а)  $4,85 \cdot 10^{-6}$ ; б)  $20,6 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.
- 5.10. 0,00122 кмоль/(м<sup>2</sup> · ч · кПа).
- 5.11. 0,020 кмоль бензола/кмоль инертного газа;  $n_{0y} = 1,6$ .
- 5.12. 48,6 кг/с; 6,02; 5,67 мм рт. ст.
- 5.13. 1480 кг/ч и 7,20 м.
- 5.14. 1) 760 кг/ч; 2) 4,68; 3) 1,93 м.
- 5.15. 0,038 м/с.
- 5.16.  $2,16 \cdot 10^{-6}$  м/с.
- 5.17. 0,0285 м/с.
- 5.18. 2,15 м и 5,4 м.
- 5.19. 1) 5,1 м; 2) 0,0132 кг аммиака/(м<sup>2</sup> · с · кг аммиака/кг воздуха).
- 5.20. 5,1 м.
- 5.21. 1) 12,3 т/ч; 2) 0,0611 кмоль бензола/кмоль масла; 3) 1,59 и 7,02 м; 4) 4,0 м.
- 5.22. 1,03 м и 0,149 кмоль бензола/кмоль поглотителя.
- 5.23. 0,400 кг/с; 1,04 м.
- 5.24. 2,91 м; 0,551 кг/с.

## Глава 6. Перегонка и ректификация

- 6.1. 22,6 кг; 2580 кг и 73,6 %
- 6.2. а) 99 °С; 10,2 %; 1,85 %; 14 мм рт. ст.; б) 74 °С; 7,25 %; 1,29 %; 3,9 мм рт. ст.
- 6.3. 94 кг; 31,3 кг.
- 6.4.  $x_6 = 0,408$ ; 128 кПа.
- 6.5. а)  $x = 0,675$ ;  $y^* = 0,90$ ; б) при 50 °С давление не может превышать 400 мм рт. ст.
- 6.7. 4,2 % воды; 13,0 % кислоты и 82,8 % ацетона.
- 6.8. 608 кмоль/ч.
- 6.10. 12,1 %.
- 6.11. 8,71.
- 6.12. 13 000 кг/ч и 7,2 %.
- 6.13. 17 200, 64 700 и 68 400 кг/ч.
- 6.14. а) 25,4 %; б) 4330 кг/ч.
- 6.15. 68,4 %.
- 6.16. 74,4 и 80,3 %.
- 6.17. а) 76,7; б) 18,0 %.
- 6.18. 9; 720 кг/ч.
- 6.19. 59,2 м<sup>2</sup> и 2170 кг/ч.
- 6.20. 5790 и 4700 кДж/кг.
- 6.21. 3,21 и 83 т/ч.

6.22.  $9,4 \text{ м}^2$  и  $10,8 \text{ т/ч}$ .

6.23. 17.

6.24. а) 1760 и 4240 кг/ч; б) 328 мм рт. ст.; в) 13; г) 1435 и 46 500 кг/ч.

6.25. 800 мм и 3,30 м.

6.26. 0,178 кг г.п/с и 6,24 кг в/с; 10,6 и  $15,1 \text{ м}^2$ .

6.27. 9 тарелок; 0,00542 и 0,0181 кмоль см/с.

## Глава 7. Экстрагирование

7.2.  $G_s = 1330 \text{ кг/ч}$  и  $n_c = 4$ .

7.3. 3 промывки;  $x_E = 4,0$ ; 1,2 и 0,60 г/л.

7.4. а) 99 кг; б) 8.

7.5. 63 и 70 %.

7.6. 38,9 и 256 кг.

7.7. 77,8 и 450 кг;  $n_c = 7$ .

7.8. Экстракт 58 % и рафинат  $\approx 0$  %;  $n_{\text{с. макс}} = 11$ .

7.9.  $0,345 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$ ; 71,1 %.

7.10.  $4,80 \cdot 10^3 \text{ с}$ .

7.11. 18.

7.12. а) 7,7 кг; б) 99,6 %; в) 24,9 %.

7.13. 2.

7.14. 6.

7.15. а) 0,10 т; б) 28,8 т; в) I – 10 %, II – 7,9 %, III – 6,1 %, IV – 4,7 %, V – 3,6 %.

7.16. 565 кг; 3.

## Глава 8. Адсорбция

8.1. При  $-15^\circ\text{C}$ : 0,388 и 0,528 кг; при  $20^\circ\text{C}$ : 0,151 и 0,435 кг.

8.2. 0,0418 и 0,0660 кг.

8.3. 0,210 и 0,233 кг/кг.

8.4. 1,09 и 0,136 ч.

8.5. 0,544; 0,853 и 0,975.

8.6. 5,51 : 1.

8.7. 85,0 и  $82,4 \text{ с}^{-1}$ .

8.8. 0,242 м.

8.9. 1,36 и 1,53 м.

8.10. 115 и 137 м.

## Глава 9. Термическая сушка

9.1. 0,333 кг и 0,0101 кг.

9.2. 0,060 кг/кг; 209 кДж/кг; 43 и  $42^\circ\text{C}$ .

- 9.3.  $0,020 \text{ кг/кг}$ ;  $105 \text{ кДж/кг}$ ;  $t_p = 24^\circ\text{C}$ ;  $25\%$ ;  $23 \text{ мм рт. ст.}$
- 9.4.  $0,069 \text{ кг/кг}$ ;  $80\%$ .
- 9.5. а)  $0,0159$ ; б)  $0,231$ ; в)  $0,0154 \text{ кг/кг}$ .
- 9.6.  $47,6 \text{ кг/кг}$  и  $3710 \text{ кДж/кг}$ ;  $36,4 \text{ кг/кг}$  и  $4350 \text{ кДж/кг}$ .
- 9.7.  $373 \text{ мм рт. ст.}$ ;  $0,622 \text{ кг/кг}$ .
- 9.8.  $6,06 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  $5,68 \text{ кг/м}^3$ ;  $0,083 \text{ кг/кг}$ .
- 9.9.  $4,60 \text{ кг/ч}$ ;  $43,5 \text{ кг/кг}$ .
- 9.10.  $3230 \text{ м}^3/\text{ч}$ .
- 9.11.  $9700 \text{ кг/ч}$ ;  $566 \text{ кВт}$ .
- 9.12.  $13 \text{ кг/с}$ ;  $910 \text{ кВт}$ .
- 9.13.  $0,713$ .
- 9.14.  $35,8^\circ\text{C}$ .
- 9.15.  $16,5 \text{ ч}$ .
- 9.16.  $5,81 \text{ м}^2$ .
- 9.17.  $57,8 \text{ кг/с}$  и  $950 \text{ кг пара/ч}$ .
- 9.18.  $320 \text{ кг/ч}$  и  $132 \text{ м}^2$ .
- 9.19.  $2,06 \text{ кг/с}$ ;  $590 \text{ кг пара/ч}$  при  $8 \text{ кгс/см}^2$ .
- 9.20.  $4,50 \text{ кг/с}$ .
- 9.21.  $156 \text{ кг/ч}$  и  $34 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .
- 9.22.  $868 \text{ м}^2$  и  $1870 \text{ кг пара/ч}$ .
- 9.23. а)  $2550$ ; б)  $3690 \text{ кДж/кг}$ .
- 9.24.  $401 \text{ кг/ч}$  и  $150 \text{ м}^2$ .
- 9.25.  $1,90 \text{ кг/ч}$ ;  $565 \text{ кг пара/ч}$ ;  $10 \text{ кгс/см}^2$  и  $135 \text{ м}^2$ .
- 9.26.  $423 \text{ кг/ч}$ ;  $70 \text{ м}^2$  и  $0,608$ .
- 9.27. а)  $146$  и б)  $172 \text{ м}^2$ .
- 9.28.  $138$  и  $108 \text{ с}$ .
- 9.29.  $1,98 \text{ кг вх/с}$  и  $289 \text{ кВт}$ ;  $0,736$ ;  $130 \text{ м}^2$  и  $0,143 \text{ кг пара/с}$ .
- 9.30.  $3,66 \text{ кг вх/с}$ ;  $361 \text{ кВт}$ ;  $0,172 \text{ кг пара/с}$ ;  $0,549$ ;  $135 \text{ м}^2$ .

## Общая

1. *Дытнерский Ю. И.* Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Ч. 1; 2. М.: Химия, 1992. 416 с; 384 с.
2. *Касаткин А. Г.* Основные процессы и аппараты химической технологии. 9-е изд., пер. и доп. М.: Химия, 1973. 754 с.
3. *Плановский А. Н., Николаев П. И.* Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. 3-е изд., пер. и доп. М.: Химия, 1987. 540 с.
4. *Циборовский Я.* Основы процессов химической технологии / Пер. с польск.; Под ред. П. Г. Романкова. М.: Химия, 1967. 719 с.
5. *Гельперин Н. И.* Основные процессы и аппараты химической технологии. Кн. 1, 2. М.: Химия, 1981. 812 с.
6. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: Учебник для вузов: В 2 кн. / В. Г. Айнштейн, М. К. Захаров, Г. А. Носов и др.; / Под ред. В. Г. Айнштейна. М.: Химия, 1999. 888 с.
7. *Гухман А. А.* Введение в теорию подобия. 2-е изд., пер. и доп. М.: Высш. шк. 1973. 295 с.
8. *Фролов В. Ф.* Лекции по курсу "Процессы и аппараты химической технологии". СПб.: Химиздат, 2008. 608 с.
9. *Кафаров В. В., Дорохов И. Н.* Системный анализ процессов химической технологии – основы стратегии. М.: Наука, 1976. 500 с.
10. *Протодяконов И. О. и др.* Явления переноса в процессах химической технологии / И. О. Протодяконов, Н. А. Марцулевич, А. В. Марков. Л.: Химия, 1982. 272 с.
11. *Справочник химика* / Под ред. Б. Н. Никольского. Т. V. 2-е изд. М.: Л.: Химия, 1966. С. 354–804.
12. *Перри Дж.* Справочник инженера-химика / Пер. с англ.; Под ред. Н. М. Жаворонкова, П. Г. Романкова. Т. 1, 2. Л.: Химия, 1969. С. 504, 640.
13. *Беннет К. О., Майерс Дж. Е.* Гидродинамика, теплообмен и массообмен / Пер. с англ.; Под ред. Н. И. Гельперина, И. А. Чарного. М.: Недра, 1966. 726 с.
14. Процессы и аппараты химической технологии. Явления переноса, макрокинетика, подобие, моделирование, проектирование. В 5 т. / Под ред. А. М. Кутепова. М.: Логос, 2000. 616 с., 2001. 600 с.
15. Машины и аппараты химических производств. Примеры и задачи / И. В. Доманский, В. П. Исаков, Г. М. Островский, А. С. Решанов, В. Н. Соколов; Под ред. В. Н. Соколова. Л.: Машиностроение, 1982. 384 с.
16. *Дытнерский Ю. И.* Основные процессы и аппараты химической технологии; Пособие по курсовому проектированию. М.: Химия, 1992. 272 с.

17. Романков П. Г., Курочкина М. И. Расчетные диаграммы и номограммы по курсу «Процессы и аппараты химической промышленности». Л.: Химия, 1985. 56 с.

## К главе 1. Основы гидравлики

- 1.1. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. 5-е изд., пер. М.: Наука, 1978. 736 с.
- 1.2. Романков П. Г., Курочкина М. И. Гидромеханические процессы химической технологии. 3-е изд., пер. Л.: Химия, 1982. 288 с.
- 1.3. Кутателадзе С. С., Стырикович М. А. Гидравлика газо-жидкостных систем. М.: Энергия, 1976. 296 с.
- 1.4. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения / Пер. с англ. М.: Мир, 1972. 440 с.
- 1.5. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1960. 464 с.
- 1.6. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. М.: Недра, 1970. 216 с.
- 1.7. Идельчик И. Е. Аэродинамика промышленных аппаратов. М.; Л.: Энергия, 1964. 288 с.
- 1.8. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергия, 1977. 424 с.
- 1.9. Калинушкин М. П. Вентиляторные установки. 7-е изд. М.: Высшая школа, 1979. 233 с.
- 1.10. Сидоров М. Д. Справочник по воздухоудным и газодувным машинам. М.; Л.: Машгиз, 1962. 260 с.

## К главе 2. Гидромеханика неоднородных систем

- 2.1. Гордон Г. М., Пейсахов И. Л. Пылеулавливание и очистка газов в цветной металлургии. 3-е изд. М.: Металлургия, 1977. 456 с.
- 2.2. Ушаков С. Г., Зверев М. И. Инерционная сепарация пыли. М.: Энергия, 1974. 168 с.
- 2.3. Очистка промышленных газов от пыли / В. Н. Ужов, А. Ю. Вальдберг, Б. И. Мягков, И. К. Решидов. М.: Химия, 1981. 392 с.
- 2.4. Страус В. Промышленная очистка газов / Пер. с англ. М.: Химия, 1981. 616 с.
- 2.5. Лукин В. Д., Курочкина М. И. Очистка вентиляционных выбросов в химической промышленности / Под ред. П. Г. Романкова. Л.: Химия, 1980. 232 с.
- 2.6. Малиновская Т. А. Разделение суспензий в промышленности органического синтеза. М.: Химия, 1971. 318 с.
- 2.7. Жужиков В. А. Фильтрация. Теория и практика разделения суспензий. 4-е изд., пер. и доп. М.: Химия, 1980. 398 с.
- 2.8. Соколов В. И. Центрифугирование. М.: Химия, 1976. 408 с.



- 2.9. Шкоропад Д. Е. Центрифуги для химических производств. М.: Машиностроение, 1975. 246 с.
- 2.10. Аэров М. Э., Тодес О. М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. М.; Л.: Химия, 1968. 510 с.
- 2.11. Разумов И. М. Пневмо- и гидротранспорт в химической промышленности. М.: Химия, 1979. 245 с.
- 2.12. Брагинский Л. Н. и др. Перемешивание жидких сред. Физические основы и инженерные методы расчета / Л. Н. Брагинский, В. И. Бегачев, В. М. Барабаш. Л.: Химия, 1984. 336 с.
- 2.13. Куньи Д., Левеншпиль О. Промышленное псевдоожижение / Пер. с англ.: Под ред. М. Г. Слинько и Г. С. Яблонского. М.: Химия, 1971. 447 с.
- 2.14. Васильцов Э. А., Ушаков В. Г. Аппараты для перемешивания жидких сред: Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1979. 271 с.
- 2.15. Справочник по пыле- и золоулавливанию / Под ред. А. А. Русанова. М.: Энергия, 1975. 296 с.

### К главе 3. Теплопередача

- 3.1. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 319 с.
- 3.2. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. 5-е изд. М.: Атомиздат, 1979. 415 с.
- 3.3. Гухман А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов теплообмена. Процессы переноса в движущихся средах. 2-е изд., пер. и доп. М.: Высш. шк. 1974. 328 с.
- 3.4. Кутепов А. М. и др. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании / А. М. Кутепов, Л. С. Стерман, Н. Г. Стюшин. М.: Высш. шк. 1977. 352 с.
- 3.5. Романков П. Г., Фролов В. Ф. Теплообменные процессы химической технологии Л.: Химия, 1982. 288 с.
- 3.6. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники / Пер. с польск.; Под ред. П. Г. Романкова. Л.: Госхимиздат, 1961. 812 с.
- 3.7. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.: Энергия, 1967. 411 с.
- 3.8. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1959. 414 с.
- 3.9. Краткий справочник по теплообменным аппаратам / В. А. Григорьев, Т. А. Колач, В. С. Соколовский, Р. М. Темкин. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1962. 255 с.
- 3.10. Исаченко И. П. и др. Теплопередача / И. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. М.: Энергия, 1975. 480 с.
- 3.11. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Под ред. Н. Б. Варгафтика. 2-е изд., пер. и доп. М.: Наука, 1972. 720 с.

- 3.12. Теплопроводность жидкостей и газов: Справочные данные / Н. Б. Варгафтик, Л. П. Филиппов, А. А. Тарзиманов, Е. Е. Тоцкий. М.: Изд-во стандартов, 1978. 471 с.
- 3.13. Краснощеков Е. А., Сукомел А. С. Задачник по теплопередаче. 3-е изд., пер. и доп. М.: Энергия, 1975. 280 с.
- 3.14. Чиркин В. С. Теплопроводность промышленных материалов. Справочное пособие. 2-е изд., пер. и доп. М.: Машгиз, 1962. 247 с.
- 3.15. Маньковский О. Н. и др. Теплообменная аппаратура химических производств / О. Н. Маньковский, А. Р. Толчинский, М. В. Александров. Под ред. П. Г. Романкова и М. И. Курочкиной. Л.: Химия, 1976. 367 с.
- 3.16. Проектирование и оптимизация теплообменных аппаратов на ЭЦВМ / Под ред. Г. Е. Каневца. Ч. 1–3. Киев: Ин-т кибернетики АН УССР, 1970. С. 134, 176, 232.
- 3.17. Стандартные кожухотрубчатые теплообменные аппараты общего назначения. Каталог. 3-е изд. М.: Изд-во ЦИНТИхимнефтемаш, 1982. 32 с.
- 3.18. Орехов И. И., Обрезков В. Д. Холод в процессах химической технологии. Л.: Изд-во ЛГУ, 1980. 256 с.
- 3.19. Холодильные машины: Справочник. М.: Легпромбытиздат, 1982. 223 с.

#### К главе 4. Выпаривание. Кристаллизация

- 4.1. Чернобыльский И. И. Выпарные установки. Киев: Выща шк., 1970. 240 с.
- 4.2. Таубман Е. И. Выпаривание. М.: Химия, 1982. 328 с.
- 4.3. Федоткин И. М., Ткаченко С. И. Теплодинамические процессы в выпарных аппаратах. Киев: Техника, 1975. 212 с.
- 4.4. Выпарные аппараты вертикальные, трубчатые общего назначения: Каталог УКРНИИхиммаша. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1979. 38 с.
- 4.5. Матусевич Л. Н. Кристаллизация из растворов химической промышленности. М.: Химия, 1968. 304 с.
- 4.6. Тодес О. М. и др. Кристаллизация из растворов / О. М. Тодес, В. А. Себалло, А. Д. Гольцикер Л.: Химия, 1984. 232 с.
- 4.7. Веригин А. Н. и др. Кристаллизация в дисперсных системах / А. Н. Веригин, И. А. Щупляк, М. Ф. Михалев. Л.: Химия, 1986. 256 с.
- 4.8. Фролов В. Ф., Флисюк О. М. Гранулирование во взвешенном слое. СПб.: Химиздат, 2007. 279 с.

#### К главе 5. Основы массопередачи. Абсорбция

- 5.1. Кафаров В. В. Основы массопередачи. Системы газ – жидкость, пар – жидкость, жидкость – жидкость. 3-е изд., пер. М.: Высш. шк., 1979. 439 с.

- 5.2. Романков П. Г., Фролов В. Ф. Массообменные процессы химической технологии. Системы с дисперсной твердой фазой Л.: Химия, 1990. 388 с.
- 5.3. Рамм В. М. Абсорбция газов. М.: Химия, 1976. 655 с.
- 5.4. Хоблер Т. Массопередача и абсорбция / Пер. с польск.; Под ред. П. Г. Романкова. Л.: Химия, 1964. 479 с.
- 5.5. Рудобахта С. П. Массоперенос в системах с твердой фазой. М.: Химия, 1980. 248 с.
- 5.6. Коган В. Б. и др. Равновесие между жидкостью и паром. Кн. 1, 2 / В. Б. Коган, В. М. Фридман, В. В. Кафаров. М.; Л.: Наука, 1966. 640–786 с.
- 5.7. Шервуд Т., Пигфорд Р. Л., Уилки Ч. Массопередача / Пер. с англ. Под ред. В. А. Малюсова. М.: Химия, 1982. 696 с.

#### К главе 6. Перегонка и ректификация

- 6.1. Багатуров С. А. Основы теории и расчета перегонки и ректификации. 3-е изд., пер. М.: Химия, 1974. 439 с.
- 6.2. Александров И. А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. 3-е изд., пер. М.: Химия, 1978. 280 с.
- 6.3. Александров И. А. Массопередача при ректификации и абсорбции многокомпонентных смесей. Л.: Химия, 1975. 319 с.
- 6.4. Стабников В. Н. Расчет и конструирование контактных устройств ректификационных и абсорбционных аппаратов. Киев: Техника, 1970. 207 с.
- 6.5. Холланд Ч. Д. Многокомпонентная ректификация / Пер. с англ. М.: Химия, 1969. 348 с.
- 6.6. Колонные аппараты: Каталог 2-е изд. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1978. 31 с.

#### К главе 7. Экстрагирование

- 7.1. Трейбал Р. Жидкостная экстракция / Пер. с англ.; Под ред. С. З. Кагана. М.: Химия, 1966. 724 с.
- 7.2. Основы жидкостной экстракции / Под ред. Г. А. Ягодина. М.: Химия, 1981. 400 с.
- 7.3. Аксельруд Г. А., Лысянский В. М. Экстрагирование. Система твердое тело – жидкость. Л.: Химия, 1974. 254 с.
- 7.4. Романков П. Г., Курочкина М. И. Экстрагирование из твердых материалов. Л.: Химия, 1983. 256 с.
- 7.5. Аксельруд Г. А., Молчанов А. Д. Растворение твердых веществ. М.: Химия, 1977. 272 с.

## К главе 8. Адсорбция

- 8.1. *Кельцев Н. В.* Основы адсорбционной техники. М.: Химия, 1976. 512 с.
- 8.2. *Романков П. Г., Лепилин В. Н.* Непрерывная адсорбция паров и газов. Л.: Химия, 1968. 227 с.
- 8.3. *Тимофеев Д. П.* Кинетика адсорбции. М.: Изд-во АН СССР, 1962. 252 с.
- 8.4. *Серпионова Е. Н.* Промышленная адсорбция газов и паров. 2-е изд. М.: Высш. шк., 1969. 414 с.
- 8.5. *Лукин В. Д., Анцылович И. С.* Рекуперация летучих растворителей. Л.: Химия, 1983. 216 с.
- 8.6. *Протождяконов И. О., Сипаров С. В.* Механика процесса адсорбции в системах газ – твердое тело. Л.: Наука, 1985. 298 с.

## К главе 9. Термическая сушка

- 9.1. *Сажан Б. С.* Основы техники сушки. М.: Химия, 1984. 319 с.
- 9.2. *Плановский А. Н. и др.* Сушка дисперсных материалов в химической промышленности / А. Н. Плановский, В. И. Муштаев, В. М. Ульянов. М.: Химия, 1979. 287 с.
- 9.3. *Гинзбург А. С.* Расчет и проектирование сушильных установок пищевой промышленности. М.: Агропромиздат, 1985. 336 с.
- 9.4. *Лыков М. В.* Сушка в химической промышленности М.: Химия, 1976. 432 с.
- 9.5. *Романков П. Г., Рашковская Н. Б.* Сушка во взвешенном состоянии, 3-е изд., пер. и доп. Л.: Химия, 1979. 272 с.
- 9.6. *Муштаев В. И. и др.* Сушка в условиях пневмотранспорта / В. И. Муштаев, В. М. Ульянов, А. С. Тимонин, М.: Химия, 1984. 230 с.
- 9.7. Сушильные аппараты и установки: Каталог НИИхиммаша. 3-е изд. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1975. 64 с.
- 9.8. *Фролов В. Ф.* Моделирование сушки дисперсных материалов. Л.: Химия, 1987. 208 с.

## ТАБЛИЦЫ

ТАБЛИЦА I. Плотность твердых материалов

Материал	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Насыпная плотность, кг/м <sup>3</sup>	Материал	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Насыпная плотность, кг/м <sup>3</sup>
Алебастр	2500	—	Пробка	240	—
Антрацит	1600	—	Резина	1500	—
Асбест	2600	—	Сода кристаллическая	1450	800
Бетон	2300	—	Соль каменная	2350	1020
Винипласт	1380	—	Сосна	500	—
Гипс кристаллический	2240	1300	Стекло	2500	—
Глина сухая	—	1380	Текстолит	1380	—
Гранит	2700	—	Уголь древесный	1450	400
Зола	2200	680	Уголь каменный	1350	800
Земля сухая	1800	1300	Фаолит	1730	—
Известняк	2650	1800	Фосфорит	—	1600
Каолин	2200	—	Цемент	2900	—
Каучук	930	—	Эмаль	2350	—
Кварц	2650	1500	<i>Металлы</i>		
Керамика кислотоупорная	2600	—	Сталь	7850	—
Кирпич обыкновенный	1500	—	Чугун серый	7250	—
Кокс	1300	500	Медь катаная	8800	—
Колчедан серный	5000	3300	Латунь	8500	—
Кожа сухая	860	—	Алюминий	2700	—
Литье каменное	3000	—	Свинец	11400	—
Мел кусковой	2200	1300	<i>Огнеупоры</i>		
Мрамор	2600	—	Динас	1900	—
Парафин	900	—	Магнезит	2900	—
Паронит	1200	—	Шамот	1900	—
Песок сухой	1500	1200			
Поташ	2260				

ТАБЛИЦА II. Плотность жидкостей при 0–20 °С

Жидкость	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Жидкость	Плотность, кг/м <sup>3</sup>
Азотная кислота, 92 %	1500	Серная кислота, 30 %	1220
Аммиак, 26 %	910	Соляная кислота, дымящая	1210
Бензин	760	Тетрахлорид углерода	1630
Глицерин, 100 %	1270	Уксусная кислота, 70 %	1070
„ 80 %	1130	„ „ 30 %	1040
Диэтиловый эфир	710	Хлороформ	1530
Керосин	850	Этилацетат	900
Ксилол	880	Этиленхлорид	1280
Мазут	890–950	Этиловый спирт, 100 %	790
Метилловый спирт, 90 %	820	„ „ 70 %	850
„ „ 30 %	950	„ „ 40 %	920
Нафталин (расплавленный)	1100	„ „ 10 %	980
Нефть	790–950		
Ртуть	13 600		

ТАБЛИЦА III. Плотность жидких веществ и водных растворов (в кг/м<sup>3</sup>) в зависимости от температуры

Вещество	Температура, °С							
	–20	0	20	40	60	80	100	120
Азотная кислота, 100 %	1582	1547	1513	1478	1443	1408	1373	1338
„ „ 50 %	–	1334	1310	1287	1263	1238	1212	1186
Аммиак жидкий	665	639	610	580	545	510	462	390
Аммиачная вода, 25 %	–	918	907	897	887	876	866	856
Анилин	–	1039	1022	1004	987	969	952	933
Ацетон	835	813	791	768	746	719	693	665
Бензол	–	900	879	858	836	815	793	769
Бутиловый спирт	838	824	810	795	781	766	751	735
Вода	–	1000	998	992	983	972	958	943
Гексан	693	677	660	641	622	602	581	559
Глицерин, 50 %	–	1136	1126	1116	1106	1006	996	986
Диоксид серы (жидк.)	1484	1434	1383	1327	1264	1193	1111	1010
Дихлорэтан	1310	1282	1254	1224	1194	1163	1133	1102
Диэтиловый эфир	758	736	714	689	666	640	611	576
Изопропиловый спирт	817	801	785	768	752	735	718	700

Вещество	Температура, С							
	-20	0	20	40	60	80	100	120
Кальция хлорид, 25 % раствор	1248	1239	1230	1220	1210	1200	1190	1180
м-Ксилол	—	882	865	847	831	796	796	777
Метиловый спирт, 100 %	828	810	792	774	756	736	714	—
„ „ 40 %	—	946	935	924	913	902	891	880
Муравьиная кислота	—	1244	1220	1195	1171	1147	1121	1096
Натр едкий, 50 % раствор	—	1540	1525	1511	1497	1483	1469	1454
„ „ 40 % „	—	1443	1430	1416	1403	1389	1375	1360
„ „ 30 % „	—	1340	1328	1316	1303	1289	1276	1261
„ „ 20 % „	—	1230	1219	1208	1196	1183	1170	1155
„ „ 10 % „	—	1117	1109	1100	1089	1077	1064	1049
Натрия хлорид, 20 % раствор	—	1157	1148	1139	1130	1120	1110	1100
Нитробензол	—	1223	1203	1183	1163	1143	1123	1103
Октан	734	718	702	686	669	653	635	617
Олеум, 20 %	—	1922	1896	1870	1844	1818	1792	1766
Пропиловый спирт	—	819	804	788	770	752	733	711
Серная кислота, 98 %	—	1857	1837	1817	1798	1779	1761	1742
„ „ 92%	1866	1845	1824	1803	1783	1765	1744	1723
„ „ 75%	1709	1689	1669	1650	1632	1614	1597	1580
„ „ 60 %	1532	1515	1498	1482	1466	1450	1434	1418
Сероуглерод	1323	1293	1263	1233	1200	1165	1125	1082
Соляная кислота, 30 %	1173	1161	1149	1138	1126	1115	1103	1090
Тетрахлорид углерода	1670	1633	1594	1556	1517	1471	1434	1390
Толуол	902	884	866	847	828	808	788	766
Уксусная кислота, 100 %	—	1072	1048	1027	1004	981	958	922
„ „ 50 %	—	1074	1058	1042	1026	1010	994	978
Фенол (расплавленный)	—	—	1075	1058	1040	1022	1003	987
Хлорбензол	1150	1128	1107	1085	1065	1041	1021	995
Хлороформ	1563	1526	1489	1450	1411	1380	1326	1280
Этилацетат	947	924	901	876	851	825	797	768
Этиловый спирт, 100 %	823	806	789	772	754	735	716	693
„ „ 80 %	—	857	843	828	813	797	783	768
„ „ 60 %	—	904	891	878	864	849	835	820
„ „ 40 %	—	947	935	923	910	897	885	872
„ „ 20 %	—	977	969	957	946	934	922	910

ТАБЛИЦА IV. Основные физические свойства газов

Пересчет в СИ: 1 мм рт. ст. = 133,3 Па; 1 кгс/см<sup>2</sup> = 9,81·10<sup>4</sup> Па.

Название	Формула	Плотность при 0 °С и 760 мм рт. ст., кг/м <sup>3</sup>	Молярная масса, кг/кмоль	Удельная теплоемкость при 20 °С и $p_{\text{атм}} = 0,1$ МПа, кДж/(кг·К)		$k = c_p/c_v$
				$c_p$	$c_v$	
Азот	N <sub>2</sub>	1,25	28	1,05	0,746	1,40
Аммиак	NH <sub>3</sub>	0,77	17	2,22	1,68	1,29
Аргон	Ar	1,78	39,9	0,53	0,323	1,66
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	1,17	26,0	1,68	1,36	1,24
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	—	78,1	1,25	1,14	1,10
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2,673	58,1	1,92	1,80	1,08
Воздух	—	1,293	29,0	1,01	0,721	1,40
Водород	H <sub>2</sub>	0,090	2,02	14,3	10,14	1,41
Гелий	He	0,179	4,0	5,28	3,18	1,66
Диоксид азота	NO <sub>2</sub>	—	46,0	0,804	0,62	1,31
Диоксид серы	SO <sub>2</sub>	2,93	64,1	0,633	0,503	1,25
Диоксид углерода	CO <sub>2</sub>	1,98	44,0	0,838	0,654	1,30
Кислород	O <sub>2</sub>	1,429	32,0	0,913	0,654	1,40
Метан	CH <sub>4</sub>	0,72	16,0	2,23	1,70	1,31
Оксид углерода	CO	1,25	28,0	1,05	0,754	1,40
Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	—	72,2	1,72	1,58	1,09
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,02	44,1	1,87	1,65	1,13
Пропилен	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	1,91	42,1	1,63	1,44	1,17
Сероводород	H <sub>2</sub> S	1,54	34,1	1,060	0,804	1,30
Хлор	Cl <sub>2</sub>	3,22	70,9	0,482	0,355	1,36
Хлористый метил	CH <sub>3</sub> Cl	2,3	50,5	0,742	0,582	1,28
Этан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1,36	30,1	1,73	1,45	1,20
Этилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	1,26	28,1	1,53	1,26	1,20

Название	Температура кипения при 760 мм рт. ст., °С	Удельная теплота испарения при 760 мм рт. ст., кДж/кг	Критические точки		Вязкость $\mu$ при 0 °С и $p_{\text{атм}} = 1$ кгс/см <sup>2</sup>	
			Температура, °С	Давление (абсолютное), кгс/см <sup>2</sup>	10 <sup>6</sup> Па·с	Константа С уравнения (1.8)
Азот	-195,8	199	-147,1	33,49	17	114
Аммиак	-33,4	1374	+132,4	111,5	9,18	626
Аргон	-185,9	163	-122,4	48,0	20,9	142
Ацетилен	-83,7 (возг.)	830	+35,7	61,6	9,35	198
Бензол	+80,2	394	+288,5	47,7	7,2	—
Бутан	-0,5	387	+152	37,5	8,1	377
Воздух	-195	197	-140,7	37,2	17,3	124
Водород	-252,8	455	-239,9	12,80	8,42	73
Гелий	-268,9	19,5	-268,0	2,26	18,8	78
Диоксид азота	+21,2	712	+158,2	100,0	—	—
Диоксид серы	-10,8	394	+157,5	77,78	11,7	396
Диоксид углерода	-78,2 (возг.)	574	+31,1	72,9	13,7	254
Кислород	-183,0	213	-118,8	49,71	20,3	131
Метан	-161,6	511	-82,15	45,6	10,3	162
Оксид углерода	-191,5	212	-140,2	34,53	16,6	100
Пентан	+36,1	360	197,1	33,0	8,74	—
Пропан	-42,1	427	95,6	43	7,95 (18 °С)	278
Пропилен	-47,7	440	91,4	45,4	8,35 (20 °С)	322
Сероводород	-60,2	549	100,4	188,9	11,66	—
Хлор	-33,8	306	144,0	76,1	12,9 (16 °С)	351
Хлористый метил	-21,4	406	148	66,0	9,89	454
Этан	-88,5	486	32,1	48,85	8,5	287
Этилен	-103,7	482	9,7	50,7	9,85	241



ТАБЛИЦА V. Динамическая вязкость глицерина

Температура, °C	Динамическая вязкость, мПа·с (сП)	Температура, °C	Динамическая вязкость, мПа·с (сП)	Температура, °C	Динамическая вязкость, мПа·с (сП)
0	12100	40	330	100	13
5	7050	50	180	120	5,2
10	3950	60	102	140	1,8
15	2350	70	59	160	1,0
20	1480	80	35	180	0,45
30	600	90	21	200	0,22

ТАБЛИЦА VI. Динамическая вязкость (в мПа·с) водных растворов

Растворенное вещество	Массовая доля, %	Температура, °C				
		0	20	30	40	60
NaOH	5	—	1,3	1,05	0,85	—
	15	—	2,78	2,10	1,65	—
	25	—	7,42	5,25	3,86	—
NaCl	5	1,86	1,07	0,87	0,71	0,51
	15	2,27	1,36	1,07	0,89	0,64
	25	3,31	1,89	—	—	—
NaNO <sub>3</sub>	10	—	1,07	0,88	0,72	0,54
	20	—	1,18	1,03	0,86	0,62
	30	—	1,33	1,3	1,07	0,79
Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	10	—	1,74	1,38	1,1	—
	20	—	4,02	2,91	2,25	—
	30	—	—	8,35	5,6	—
KOH	10	—	1,23	1,0	0,83	—
	20	—	1,63	1,33	1,11	—
	30	—	2,36	1,93	1,57	—
KCl	5	1,7	0,99	0,8	0,66	0,48
	15	1,58	1,0	0,83	0,69	0,52
	20	—	1,02	0,85	0,72	0,54
KNO <sub>3</sub>	5	1,68	0,98	0,8	0,66	0,49
	15	—	0,98	0,8	0,69	0,51
	30	—	—	0,89	—	—
NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	10	1,58	0,96	0,79	0,66	0,5
	30	1,51	1,0	0,84	0,73	0,57
	50	—	1,33	1,14	0,99	0,77
MgCl <sub>2</sub>	10	2,8	1,5	—	—	—
	20	5,3	2,7	—	—	—
	35	19,3	10,1	—	—	—
CaCl <sub>2</sub>	10	2,17	1,27	—	—	—
	20	3,14	1,89	—	—	—
	35	8,9	5,1	—	—	—

ТАБЛИЦА VII. Динамическая вязкость (в мПа·с) жидких веществ и водных

Вещество	Температура, С			
	-20	-10	0	10
Азотная кислота, 100 %	1,49	1,24	1,05	0,92
„ „ 50 %	—	4	3,05	2,4
Аммиачная вода, 25 %	—	—	—	1,72
Диоксид серы (жидк.)	0,455	0,41	0,368	0,334
Дихлорэтан	1,54	1,24	1,08	0,95
Изопропиловый спирт	10,1	6,8	4,6	3,26
Кальция хлорид, 25 % раствор	10,6	7	4,47	3,36
Метиловый спирт, 40 %	—	—	3,65	2,54
Муравьиная кислота	—	—	—	2,25
Натр едкий, 50 % раствор	—	—	—	—
„ „ 40 % „	—	—	—	—
„ „ 30 % „	—	—	—	—
„ „ 20 % „	—	—	—	—
„ „ 10 % „	—	—	—	—
Натрия хлорид 20 % раствор	—	4,08	2,67	1,99
Октан	0,968	0,829	0,703	0,61
Олеум, 20 %	—	—	95	60
Серная кислота, 98 %	—	—	55	37
„ „ 92 %	130	90	48	32
„ „ 75 %	95	55	30	20
Соляная кислота, 30 %	—	—	—	2,1
Уксусная кислота, 100 %	—	—	—	—
„ „ 50 %	—	—	4,35	3,03
Этиловый спирт, 80 %	—	—	3,69	2,71
„ „ 60 %	—	—	5,75	3,77
„ „ 40 %	—	—	7,14	4,39
„ „ 20 %	—	—	5,32	3,17

**растворов в зависимости от температуры**

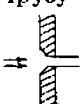

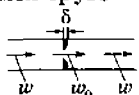
Температура, °C


20	30	40	50	60	80	100	120
0,8	0,72	0,64	0,57	0,5	0,39	0,35	0,31
1,88	1,55	1,28	1,07	0,9	0,68	0,53	0,44
1,3	1,05	0,855	0,71	0,6	0,42	0,32	0,23
0,304	0,279	—	—	—	—	—	—
0,84	0,74	0,65	0,565	0,51	0,42	0,36	0,31
2,39	1,76	1,33	1,03	0,8	0,52	0,38	0,29
2,74	2,25	1,85	1,55	—	—	—	—
1,84	1,37	—	—	—	—	—	—
1,78	1,46	1,22	1,03	0,89	0,68	0,54	0,4
—	46	25	16	8,03	5,54	3,97	3,42
40	23	14	9,2	5,44	3,62	2,72	2,37
13	9	6,3	4,6	3,4	2,16	1,82	1,71
4,48	3,3	2,48	2	1,63	1,27	1,15	1,08
1,86	1,45	1,16	0,98	0,91	0,7	0,65	0,6
1,56	1,24	1,03	0,87	0,74	0,57	0,46	0,38
0,54	0,479	0,428	0,386	0,35	0,291	0,245	0,208
36,6	28,8	20,8	12,8	9	5,3	—	—
25,8	17,1	12,9	9,46	7,5	4,1	2,7	2,0
23,1	15,6	11,8	8,4	6,7	3,8	2,5	1,95
13,9	10,6	8,1	5,9	4,6	2,8	1,9	1,45
1,7	1,48	1,3	—	—	—	—	—
1,22	1,04	0,9	0,79	0,7	0,56	0,46	0,37
2,21	1,7	1,35	1,11	0,92	0,65	0,5	0,4
2,01	1,53	1,2	0,97	0,79	0,57	0,52	0,43
2,67	1,93	1,45	1,13	0,9	0,6	0,45	0,34
2,91	2,02	1,48	1,13	0,89	0,6	0,44	0,34
2,18	1,55	1,16	0,91	0,74	0,51	0,38	0,3

ТАБЛИЦА VIII. Средние значения шероховатости труб

Трубопроводы	$\epsilon$ , мм
Трубы стальные цельнотянутые и сварные при незначительной коррозии	0,2
Старые заржавленные стальные трубы	0,67 и выше
Трубы из кровельной стали проолифенные	0,125
Чугунные трубы водопроводные, бывшие в эксплуатации	1,4
Алюминиевые технически гладкие трубы	0,015–0,06
Чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди, свинца и стекла	0,0015–0,01
Бетонные трубы; хорошая поверхность с затиркой	0,3–0,8
Бетонные трубы; грубая (шероховатая) поверхность	3–9
Нефтепроводы при средних условиях эксплуатации и паропроводы насыщенного пара	0,2
Паропроводы, работающие периодически	0,5
Воздухопроводы сжатого воздуха от компрессора	0,8
Конденсатопроводы, работающие периодически	1,0

ТАБЛИЦА IX. Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	Значение коэффициента местного сопротивления $\zeta$											
Вход в трубу 	С острыми краями: $\zeta = 0,5$ С закругленными краями: $\zeta = 0,2$											
Выход из трубы 	$\zeta = 1$											
Диафрагма (отверстие) с острыми краями в прямой трубе 	При $\frac{\delta}{d_0} = 0 \div 0,015$ потеря давления $\Delta p = \gamma \frac{\rho w^2}{2}$ Значение $\zeta$ определяется по таблице:											
$d_0$ — диаметр отверстия диафрагмы, м; $\delta$ — толщина диафрагмы, м; $w_0$ — средняя скорость потока в отверстии, м/с; $w$ — средняя скорость потока в трубе, м/с; $m = (d_0/D)^2$ ; $D$ — диаметр трубы, м	$m$	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22
	$\zeta$	7000	1670	730	400	245	165	117	86,0	65,5	51,5	40,0
	$m$	0,24	0,26	0,28	0,30	0,34	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	$\zeta$	32,0	26,8	22,3	18,2	13,1	8,25	4,00	2,00	0,97	0,42	0,13

Вид сопротивления	Значение коэффициента местного сопротивления $\zeta$									
Колено (угольник) 90°	Условный проход, мм	12,5	25	37	50					
	$\zeta$	2,2	2	1,6	1,1					
Отвод круглого или квадратного сечения	Коэффициент сопротивления $\zeta = AB$ определяется по таблице:									
	Угол $\phi$ , градусы	20	30	45	60	90	110	130	150	180
	A	0,31	0,45	0,6	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40
	$R_0/d$	1,0	2,0	4,0		6,0	15	30		50
	B	0,21	0,15	0,11		0,09	0,06	0,04		0,03
										
$d$ – внутренний диаметр трубопровода, м; $R_0$ – радиус изгиба трубы, м										
Вентиль нормальный	Значение $\zeta$ при полном открытии вентилей:									
	D, мм	13	20	40	80	100	150	200	250	350
	$\zeta$	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,1	5,5
Вентиль прямооточный	При $Re = wDv \geq 3 \cdot 10^5$ значение $\zeta$ определяется по таблице:									
	D, мм	25	38	50	65	76	100	150	200	250
	$\zeta$	1,04	0,85	0,79	0,65	0,60	0,50	0,42	0,36	0,32
При $Re < 3 \cdot 10^5$ коэффициент сопротивления $\zeta = \zeta_i K$ . Значение $\zeta$ определяется так же, как и при $Re \geq 3 \cdot 10^5$ , а значение $K$ приведено в таблице:										
	Re	5 000	10 000	20 000	50 000	100 000	200 000	300 000		
	K	1,40	1,07	0,94	0,88	0,91	0,93	1		
Кран пробочный	Условный проход, мм		13	19	25	32	38	50 и выше		
	$\zeta$		4	2	2	2	2	2		

Задвижка

Условный проход, мм

15-100

175-200

300 и выше

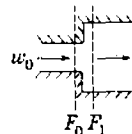
$\zeta$

0,5

0,25

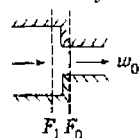
0,15

Внезапное расширение



$Re = \frac{w_0 d_2}{\nu}$	$F_0/F_1$					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
10	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1
100	1,70	1,40	1,20	1,10	0,90	0,80
1 000	2,0	1,60	1,30	1,05	0,90	0,60
3 000	1,00	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20
3 500 и более	0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16

Внезапное сужение



$Re = \frac{w_0 d_2}{\nu}$	$F_0/F_1$					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
10	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
100	1,30	1,20	1,10	1,00	0,90	0,80
1 000	0,64	0,50	0,44	0,35	0,30	0,24
10 000	0,5	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
>10 000	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20

$F_0$  - площадь меньшего поперечного сечения, м<sup>2</sup>;  $w_0$  - скорость потока в меньшем сечении, м/с;  $F_1$  - площадь большего поперечного сечения, м<sup>2</sup>;

$$Re = \frac{w_0 d_2}{\nu};$$

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho w_0^2}{2}$$

ТАБЛИЦА X. Значения эквивалентного диаметра  $d_e$  и коэффициента  $A$  в уравнении (1.28) для различных поперечных сечений каналов

Форма сечения	$d_e$	$A$
Круг диаметром $d$	$d$	64
Квадрат со стороной $a$	$a$	57
Равносторонний треугольник со стороной $a$	$0,58a$	53
Кольцо шириной $a$	$2a$	96
Прямоугольник со сторонами $a$ и $b$ :		
$a/b \approx 0$	$2a$	96
$a/b = 0,1$	$1,81a$	85
$a/b = 0,25$	$1,6a$	73
$a/b = 0,5$	$1,3a$	62
Эллипс ( $a$ – малая полуось, $b$ – большая полуось):		
$a/b = 0,1$	$1,55a$	78
$a/b = 0,3$	$1,4a$	73
$a/b = 0,5$	$1,3a$	68

ТАБЛИЦА XI. Значения коэффициентов расхода  $\alpha$  диафрагмы

$Re = \frac{wd\rho}{\mu}$	$m$							
	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
5 000	0,6032	0,6110	0,6341	–	–	–	–	–
10 000	0,6026	0,6092	0,6261	0,6530	0,6890	0,7367	0,7975	–
20 000	0,5996	0,6050	0,6212	0,6454	0,6765	0,7186	0,7753	0,8540
30 000	0,5990	0,6038	0,6187	0,6403	0,6719	0,7124	0,7650	0,8404
50 000	0,5984	0,6032	0,6168	0,6384	0,6666	0,7047	0,7553	0,8276
100 000	0,5980	0,6026	0,6162	0,6359	0,6626	0,6992	0,7472	0,8155
400 000	0,5978	0,6020	0,6150	0,6340	0,6600	0,6950	0,7398	0,8019

Примечание:  $d$  – внутренний диаметр трубопровода, м;  $w$  – средняя скорость жидкости или газа в трубопроводе, м/с;  $d_0$  – диаметр отверстия нормальной диафрагмы, м;  $m = (d_0/d)^2$ .

ТАБЛИЦА XII. Характеристики скрубберных насадок из колец и кусковых материалов

Вид насадки	Размеры элемента насадки, мм	Число элементов в 1 м <sup>3</sup> объема, заполненного насадкой	Свободный объем, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Удельная поверхность, м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	Масса 1 м <sup>3</sup> насадки, кг
Кольца фарфоровые	8×8×1,5	1 465 000	0,64	570	600
„ керамические	15×15×2	250 000	0,70	330	690
„ „	25×25×3	53 200	0,74	204	532



Вид насадки	Размеры элемента насадки, мм	Число элементов в 1 м <sup>3</sup> объе- ма, запол- ненного на- садкой	Свобод- ный объем, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Удель- ная поверх- ность, м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	Масса 1 м <sup>3</sup> насадки, кг
Кольца керамические	35×35×4	20 200	0,78	140	505
„ „	50×50×5	6 000	0,785	87,5	530
„ стальные	35×35×2,5	19 000	0,83	147	—
„ „	50×50×1	6 000	0,95	110	430
Гравий округлый	42	14 400	0,388	80,5	—
Андезит кусковой	43,2	12 600	0,565	68	1200
Кокс кусковой	42,6	14 000	0,56	77	455
„ „	40,8	15 250	0,545	86	585
„ „	28,6	27 700	0,535	110	660
„ „	24,4	64 800	0,532	120	600
Катализатор синтеза аммиака в кусочках	6,1	5 200 000	0,465	960	2420
Катализатор конверсии СО в таблетках	$d = 11,5$ ; $h = 6$	1 085 000	0,38	460	1100
Катализатор сервокси- лотный (ванадиевый) в таблетках	$d = 11$ ; $h = 6,5$	1 000 000	0,43	415	614

ТАБЛИЦА XIII. Характеристика хордовых насадок (деревянные рейки)

Сечение рейки	Размеры сечения, мм	Расстояние между рейками, мм	Расстояние между рядами реек, мм	Удельная поверхность, м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>
Прямоугольное	12,5×100	25,0	20	50
Треугольное	12,5×100	12,5	20	75
	12,5×100	10,0	20	89
	30×30×30	30	12,5	78

ТАБЛИЦА XIV. Зависимость атмосферного давления от высоты над уровнем моря

Пересчет в СИ: 1 м вод. ст. = 9810 Па.

Высота над уровнем моря, м	-600	0	100	200	300	400
Атмосферное давление А, м вод. ст	11,3	10,3	10,2	10,1	10,0	9,8

Высота над уровнем моря, м	500	600	700	800	900	1000	1500
Атмосферное давление А, м вод. ст	9,7	9,6	9,5	9,4	9,3	9,2	8,6

ТАБЛИЦА XV. Допустимая высота всасывания (в м) при перекачивании воды поршневыми насосами

Частота вращения насоса, мин <sup>-1</sup>	Температура воды, °С						
	0	20	30	40	50	60	70
50	7	6,5	6	5,5	4	2,5	0
60	6,5	6	5,5	5	3,5	2	0
90	5,5	5	4,5	4	2,5	1	0
120	4,5	4	3,5	3	1,5	0,5	0
150	3,5	3	2,5	2	0,5	0	0
180	2,5	2	1,5	1	0	0	0

ТАБЛИЦА XVI. Значения постоянных  $C$  и  $m$  в уравнении (2.39) для различных типов мешалок

Тип мешалки	Геометрическая характеристика			Значения постоянных		Примечания
	$H_0/d$	$D/d$	$b/d$	$C$	$m$	
Двухлопастная	2	2	0,36	111,0	1,0	Re < 20 Re = 100÷5·10 <sup>4</sup>
"	3	3	0,33	14,35	0,31	
Двухлопастная с лопастями под углом 45°	3	3	0,33	6,8	0,2	
Четырехлопастная	3	3	0,33	4,05	0,2	
Четырехлопастная с лопастями, наклонными вверх под углом 45°	3	3	0,33	8,52	0,2	
Четырехлопастная с лопастями, наклонными вверх под углом 60°	3	3	0,33	5,05	0,2	Форма лопасти круглая
Якорная двухлопастная	3	3	0,33	6,30	0,18	
" четырехлопастная	1,11	1,11	0,11	6,2	0,25	
Пропеллерная двухлопастная с углом наклона 22,5°	1,11	1,11	0,11	6,0	0,25	
Пропеллерная трехлопастная	3	3	0,33	0,985	0,15	
Турбинная трехлопастная с входным отверстием 37 мм	3,5	3,8	1	230	1,67	Re < 30 Re < 3·10 <sup>3</sup> Re > 3·10 <sup>4</sup>
				4,63	0,35	
				1,19	0,15	
Турбинная шестилопастная с направляющим аппаратом	3	3	0,33	3,90	0,2	
	1,78	2,4	0,25	5,98	0,15	

ТАБЛИЦА XVII. Поверхностное натяжение жидкостей

Жидкость	Температура, °C	Поверхностное натяжение, $\sigma \cdot 10^3$ , Н/м	Жидкость	Температура, °C	Поверхностное натяжение, $\sigma \cdot 10^3$ , Н/м
Азот жидкий	-196	8,5	Парафиновое	+25	26,4
Кислород жидкий	-183	13,2	масло		
Оливковое масло	+20	32,0	Скипидар	+15	27,3

ТАБЛИЦА XVIII. Поверхностное натяжение  $\sigma$  водных растворов (в таблице даны значения  $\sigma \cdot 10^3$  в Н/м)

Растворенное вещество	Температура, °C	Массовая доля, %			
		5	10	20	50
$\text{Na}_2\text{SO}_4$	18	73,8	75,2	—	—
$\text{NaNO}_3$	30	72,1	72,8	74,4	79,8
KCl	18	73,6	74,8	77,3	—
$\text{KNO}_3$	18	73,0	73,6	75,0	—
$\text{K}_2\text{CO}_3$	10	75,8	77,0	79,2	106,4
$\text{NH}_4\text{OH}$	18	66,5	63,5	59,3	—
$\text{NH}_4\text{Cl}$	18	73,3	74,5	—	—
$\text{NH}_4\text{NO}_3$	100	59,2	60,1	61,6	67,5
$\text{MgCl}_2$	18	73,8	—	—	—

ТАБЛИЦА XIX. Поверхностное натяжение  $\sigma$  жидких веществ и водных растворов (в таблице даны значения  $\sigma \cdot 10^3$  в Н/м)

Вещество	Температура, °C							
	-20	0	20	40	60	80	100	120
Азотная кислота, 100 %	48,3	44,8	41,4	38,2	35,2	32,4	29,8	27,4
„ „ 50 %	—	68,2	65,4	62,2	58,8	55,2	51,5	47,5
Аммиак жидкий	38	27	21,2	16,8	12,8	—	—	—
Аммиачная вода, 25 %	—	65,7	62,9	59,7	56,3	52,7	49	45
Анилин	—	—	42,9	40,6	38,3	36	33,7	31,4
Ацетон	28,7	26,2	23,7	21,2	18,6	16,2	13,8	11,4
Бензол	—	31,7	29	26,3	23,7	21,3	18,8	16,4
Бутиловый спирт	28	26,2	24,6	22,9	21,2	19,5	17,8	16
Вода	—	75,6	72,8	69,6	66,2	62,6	58,9	54,9
Гексан	22,6	20,5	18,4	16,3	14,2	12,1	10	7,9

Вещество	Температура, °C							
	-20	0	20	40	60	80	100	120
Глицерин, 50 %	-	72,4	69,6	66,4	63	59,4	55,7	51,7
Диоксид серы (жидк.)	31	26,8	22,7	18,8	14,8	-	-	-
Диэтиловый эфир	22	19,5	17	14,6	12,4	10,2	8	6,1
Дихлорэтан	37,8	35	32,2	29,5	26,7	24	21,3	18,6
Изопропиловый спирт	24,7	23,2	21,7	20,1	18,5	17	15,5	14
Кальция хлорид, 25 % раствор	89,4	86,6	83,8	80,6	77,2	73,6	69,9	65,9
Метиловый спирт, 100 %	26,6	24,5	22,6	20,9	19,3	17,6	15,7	13,6
Муравьиная кислота	-	39,8	37,6	35,5	33,3	31,2	29	26,8
Натр едкий, 50 % раствор	-	-	130	130	129	129	128	128
„ „ 40 % „	-	-	108	108	107	107	106	106
„ „ 30 % „	-	-	97	96,4	95,8	95,3	94,4	93,6
„ „ 20 % „	-	-	85,8	85	84,7	83,2	81,3	79,6
„ „ 10 % „	-	-	77,3	76,1	75	73	70,7	69
Натрия хлорид, 20 % раствор	-	82,6	79,8	76,6	73,2	69,6	65,9	61,9
Нитробензол	-	46,4	43,9	41,4	39	36,7	34,4	32,2
Октан	25,8	23,8	21,8	19,8	17,9	15,9	13,9	11,9
Серная кислота 98 %	-	55,9	55,1	54,3	53,7	53,1	52,5	51,9
„ „ 92 %	63	61,9	60,9	60,9	60,3	59,7	59,1	58,5
„ „ 75 %	74,1	73,6	73,1	72,6	72,1	71,6	71,1	70,6
„ „ 60 %	77,3	76,7	76,1	75,4	74,5	73,6	72,7	71,8
Сероуглерод	38,3	35,3	32,3	29,4	26,5	23,6	20,7	17,8
Соляная кислота, 30 %	-	72,6	69,8	66,6	63,2	59,6	55,9	51,9
Тетрахлорид углерода	31	29,5	26,9	24,5	22	19,6	17,3	15,1
Толуол	33	30,7	28,5	26,2	23,8	21,5	19,4	17,3
Уксусная кислота, 100 %	-	29,7	27,8	25,8	23,8	21,8	19,8	18
„ „ 50 %	-	43	40	37	33	30	27	24
Фенол (расплавленный)	-	43,1	40,9	38,8	36,6	34,4	32,2	30
Хлорбензол	38,4	36	33,6	31,1	28,8	26,5	24,1	21,8
Хлороформ	32,8	30	27,2	24,4	21,7	19	16,3	13,6
Этилацетат	29,5	26,9	24,3	21,7	19,2	16,8	14,4	12,1
Этиловый спирт, 100 %	25,7	24	22,3	20,6	19	17,3	15,5	13,4
„ „ 80 %	-	26	25	23	21	20	18	16
„ „ 60 %	-	28	27	25	23	22	20	18
„ „ 40 %	-	32	30	28	26	24	22	19
„ „ 20 %	-	40	38	36	33	31	29	27

**ТАБЛИЦА XX. Средняя удельная теплоемкость твердых материалов при 0–100 °С, кДж/(кг·К)**

Алюминий	0,92	Магnezия	0,92
Асбест	0,84	Медь	0,385
Бетон	1,13	Мел	0,88
Бронза	0,385	Нафталин	1,30
Винипласт	1,76	Парафин	2,72
Глина	0,92	Песок сухой	0,80
Древесина (сосна)	2,72	Пробка	1,68
Железо	0,50	Резина	1,68
Известняк, известь	0,92	Свинец	0,13
Каолин	0,92	Сталь	0,50
Каменный уголь	1,30	Стекло	0,42–0,84
Кварц	0,80	Текстолит	1,47
Кирпич красный	0,92	Целлюлоза	1,55
Кирпич огнеупорный	0,88–1,01	Цинк	0,38
Кокс	0,84	Чугун	0,50
Латунь	0,394	Шерсть	1,63
Лед	2,14	Шлак	0,75
Литье каменное	0,84		

**ТАБЛИЦА XXI. Средняя удельная теплоемкость жидкостей, кДж/(кг·К)**

Азот жидкий	2,01	Кислород жидкий	1,68
Азотная кислота	2,77	Машинное масло	1,68
Аммиак	4,19	Нитробензол	1,38
Бензин	1,84	Серы диоксид	1,34
Гексан	2,51	Скипидар	1,76
Керосин	2,10	Фенол	2,35

**ТАБЛИЦА XXII. Молярная теплоемкость газов, кДж/(кмоль·К) (при давлении 1 кгс/см<sup>2</sup>)\***

Газ	0 °С	100 °С	300 °С	600 °С
Азот, кислород, воздух, оксид углерода	29,0	29,3	30,0	31,0
Аммиак	35,3	37,9	43,2	50,1
Водород	29,1	29,3	29,7	30,4
Водяной пар	35,0	35,5	36,7	39,3
Диоксид углерода и диоксид серы	38,6	41,1	45,7	54,3
Метан	35,7	39,7	47,8	59,8
Сероводород	34,3	35,8	38,8	43,3
Хлор	36,3	36,4	36,7	37,0

\* С допустимым приближением данными таблицы можно пользоваться и при давлении порядка нескольких атмосфер.

ТАБЛИЦА XXIII. Теплопроводность твердых материалов при 0–100 °C

Материал	Плотность (для сыпучих мате- риалов насыпная плотность), кг/м <sup>3</sup>	Теплопровод- ность, Вт/(м·К)
Асбест	600	0,151
Бетон	2 300	1,28
Винипласт	1 380	0,163
Войлок шерстяной	300	0,047
Древесина (сосна) поперек волокон	600	0,140–0,174
„ „ вдоль волокон	600	0,384
Древесные опилки	230	0,070–0,093
Кладка из обыкновенного кирпича	1 700	0,698–0,814
„ „ огнеупорного кирпича	1 840	1,05
„ „ изоляционного кирпича	600	0,116–0,209
Краска масляная	–	0,233
Лед	920	2,33
Литье каменное	3 000	0,698
Магnezия 85 % в порошке	216	0,070
Накипь, водяной камень	–	1,16–3,49
Пенопласт	30	0,047
Песок сухой	1 500	0,349–0,814
Пробковая мелочь	160	0,047
Резина пористая	2 500	0,060
Ржавчина (окалина)	–	1,16
Совелит	450	0,098
Стекло	2 500	0,698–0,814
Стеклянная вата	200	0,035–0,070
Текстолит	1 380	0,244
Торфоплиты	220	0,064
Фаолит	1 730	0,419
Шлаковая вата	250	0,076
Эмаль	2 350	0,87–1,16

*Металлы*

Алюминий	2 700	203,5
Бронза	8 000	64,0
Латунь	8 500	93,0
Медь	8 800	384
Свинец	11 400	34,9
Сталь	7 850	46,5
„ нержавеющая	7 900	17,5
Чугун	7 500	46,5–93

ТАБЛИЦА XXIV. Теплопроводность жидкостей и водных растворов

Растворенное вещество	Массо- вая доля, %	Темпе- ратура, °C	Тепло- провод- ность, Вт/(м·К)	Растворенное вещество	Массо- вая доля, %	Темпе- ратура, °C	Тепло- провод- ность, Вт/(м·К)
NH <sub>3</sub>	26	18	0,45	HCl	12,5	32	0,52
BaCl <sub>2</sub>	21	32	0,58		25	32	0,48
KBr	40	32	0,50		38	32	0,44
KOH	21	32	0,58	CH <sub>3</sub> COOH	50	25	0,36
	42	32	0,55	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> OH	10	12	0,52
K <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	10	32	0,60		30	12	0,42
KCl	15	32	0,58		50	13	0,32
	30	32	0,56		70	14	0,24
MgSO <sub>4</sub>	22	32	0,59		90	15	0,19
MgCl <sub>2</sub>	11	32	0,58	Аммиак	100	0	0,541
	29	32	0,52	жидкий	100	100	0,314
CuSO <sub>4</sub>	18	32	0,58	Дихлорэтан	100	0	0,140
NaBr	20	32	0,57	Уксусная	50	0	0,314
	40	32	0,54	кислота	50	100	0,477
Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	10	32	0,58	Хлорбензол	100	0	0,132
NaCl	12,5	32	0,58		100	100	0,113
	25	32	0,48	Хлороформ	100	0	0,142
H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	30	32	0,52		100	100	0,092
	60	32	0,44				
	90	32	0,35				

ТАБЛИЦА XXV. Теплопроводность газов при  $p_{\text{абс}} = 1$  атм [в Вт/(м·К)]

Газ	Температура, °C			
	0	50	100	200
Азот	0,0233	0,0267	0,0314	0,0384
Аммиак	0,0209	0,0256	0,0314	—
Водород	0,1628	0,1861	0,2210	0,2559
Водяной пар	0,0163	0,0198	0,0244	0,0326
Воздух	0,0244	0,0279	0,0326	0,0395
Кислород	0,0244	0,0291	0,0326	0,0407
Метан	0,0302	0,0361	0,0465	—
Углерода диоксид	0,0140	0,0186	0,0233	0,0314
Углерода оксид	0,0221	0,0244	—	—
Этан	0,0174	0,0233	0,0314	—
Этилен	0,0163	0,0209	0,0267	—

**ТАБЛИЦА XXVI. Среднее значение тепловой проводимости загрязнений стенок**

Теплоносители	Тепловая проводимость загрязнений стенок, $1/\gamma_{\text{г.}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$
Вода загрязненная	1400–1860*
„ среднего качества	1860–2900*
„ хорошего качества	2900–5800*
„ очищенная	2900–5800*
„ дистиллированная	11600
Нефтепродукты чистые, масла, пары хладагентов	2900
Нефтепродукты сырые	1160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты	5800
Водяной пар (с содержанием масла)	5800
Органические пары	11600
Воздух	2800

\* Для воды меньшие значения тепловой проводимости загрязнений соответствуют более высоким температурам.

**ТАБЛИЦА XXVII. Коэффициенты объемного расширения жидкостей при  $\approx 20^\circ \text{C}$  (в  $\text{K}^{-1}$ )**

Жидкость	$\beta \cdot 10^5$	Жидкость	$\beta \cdot 10^5$
Бензин	125	Пентан	159
Глицерин	53	Раствор $\text{CaCl}_2$ , 6 %	25
Керосин	100	„ $\text{CaCl}_2$ , 41 %	46
m-Ксилол	101	„ $\text{NaCl}$ , 26 %	44
Масло оливковое	70	Скипидар	94
„ парафиновое	90	Спирт амиловый	39

**ТАБЛИЦА XXVIII. Коэффициент  $\beta$  объемного расширения жидких веществ и водных растворов в зависимости от температуры (в таблице даны значения  $\beta \cdot 10^3$  в  $\text{K}^{-1}$ )**

Вещество	Температура, $^\circ \text{C}$							
	-20	0	20	40	60	80	100	120
Азотная кислота, 50 %	—	0,84	0,88	0,92	0,97	1,03	1,09	—
Аммиак жидкий	1,84	2,15	2,42	2,8	3,2	4,3	6,2	14,5
Анилин	—	0,83	0,84	0,86	0,88	0,91	0,95	1,01
Ацетон	1,31	1,35	1,43	1,52	1,62	1,88	2	2,12
Бензол	—	1,18	1,22	1,26	1,3	1,37	1,43	1,57
Бутиловый спирт	0,83	0,85	0,88	0,91	0,94	0,98	1,03	1,09



Вещество	Температура, °C							
	-20	0	20	40	60	80	100	120
Вода	—	0,06	0,21	0,39	0,53	0,63	0,75	0,86
Гексан	1,16	1,22	1,37	1,48	1,57	1,7	1,85	1,97
Диоксид серы (жидк.)	1,64	1,75	1,92	2,23	2,61	3,15	3,9	4,4
Дихлорэтан	1,07	1,11	1,16	1,21	1,26	1,31	1,37	1,44
Диэтиловый эфир	1,45	1,51	1,63	1,76	1,85	2,16	2,60	3,10
Изопропиловый спирт	0,98	1,01	1,05	1,08	1,12	1,16	1,20	1,27
Кальция хлорид, 25 % раствор	0,35	0,35	0,39	0,43	0,46	0,49	0,51	0,55
Метиловый спирт	1,09	1,14	1,19	1,27	1,3	1,42	1,61	1,81
Муравьиная кислота	—	0,98	0,99	1,01	1,04	1,08	1,13	1,16
Натр едкий, 50 % раствор	—	0,48	0,48	0,47	0,47	0,47	0,46	0,48
„ „ 40 % „	—	0,47	0,47	0,48	0,49	0,5	0,51	0,52
„ „ 30 % „	—	0,44	0,46	0,48	0,5	0,52	0,55	0,58
„ „ 20 % „	—	0,41	0,45	0,48	0,51	0,55	0,59	0,63
„ „ 10 % „	—	0,34	0,4	0,46	0,51	0,57	0,63	0,69
Натрия хлорид, 20 % раствор	—	0,36	0,41	0,46	0,5	0,54	0,58	0,62
Нитробензол	—	0,81	0,82	0,84	0,86	0,88	0,89	0,91
Октан	1,09	1,11	1,14	1,17	1,22	1,27	1,34	1,42
Серная кислота, 98 %	—	0,56	0,48	0,53	0,53	0,52	0,51	0,5
„ „ 92 %	0,58	0,58	0,58	0,57	0,56	0,56	0,55	0,55
„ „ 75 %	0,58	0,61	0,58	0,56	0,55	0,55	0,55	0,54
„ „ 60 %	0,58	0,58	0,56	0,55	0,55	0,54	0,53	0,53
Сероуглерод	1,13	1,14	1,19	1,28	1,41	1,6	1,84	2,05
Соляная кислота, 30 %	—	0,52	0,52	0,51	0,5	0,52	0,56	0,6
Тетрахлорид углерода	1,14	1,18	1,22	1,26	1,32	1,37	1,5	1,62
Толуол	1	1,04	1,07	1,11	1,17	1,24	1,33	1,44
Уксусная кислота	—	1,05	1,07	1,11	1,14	1,18	1,23	1,3
Фенол (расплавленный)	—	0,75	0,79	0,82	0,86	0,9	0,95	0,99
Хлорбензол	0,92	0,94	0,97	1,0	1,03	1,07	1,11	1,16
Хлороформ	1,18	1,22	1,27	1,34	1,43	1,53	1,65	1,8
Этилацетат	1,2	1,26	1,35	1,46	1,52	1,6	1,76	1,94
Этиловый спирт	1,03	1,05	1,08	1,13	1,22	1,33	1,44	1,87

ТАБЛИЦА XXIX. Степень червоты  $\varepsilon$  для некоторых материалов

Материал	$\varepsilon$	Материал	$\varepsilon$
Алюминий	0,05–0,07	Лак алюминиевый	0,4
Асбест	0,96	Масляная краска	0,78–0,96
Вода	0,93	Медь	0,57–0,87
Гипс	0,78–0,9	Свинец	0,28
Древесина строганая	0,9	Стекло	0,94
Железо (сталь) окис- ленное	0,74–0,96	Чугун шероховатый окисленный	0,96
Железо оцинкованное	0,27	Штукатурка	0,93
Кирпичная кладка	0,93		
Лак	0,8–0,98		

**ТАБЛИЦА XXX. Поверхности теплообмена (по  $d_{нар}$ ) испарителей ИН и ИК и конденсаторов КН и КК с трубами 25×2 мм по ГОСТ 15119-79 и 15121-79**

Диаметр кожуха (внут- ренний), мм	Число труб		Длина труб, м				Типы аппаратов
	общее	на один ход	2	3	4	6	
			площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup> (по d <sub>нар</sub> )				
Одноходовые							
600	261	261	40	61	81	—	Испарители ИН, ИК
800	473	473	74	112	150	—	
1000	783	783	121	182	244	—	
1200	1125	1125	—	260	348	—	
1400	1549	1549	—	358	480	—	
Двухходовые							
600	244	122	—	57	76	114	
800	450	225	—	106	142	212	
1000	754	377	—	175	234	353	
1200	1090	545	—	—	338	509	
1400	1508	754	—	—	—	706	
Четырехходовые							
600	210	52,5	—	49	65	98	Конденсато- ры КН, КК
800	408	102	—	96	128	193	
1000	702	175,5	—	163	218	329	
1200	1028	257	—	—	318	479	
1400	1434	358,5	—	—	—	672	
Шестиходовые							
600	198	33	—	46	62	93	
800	392	65,3	—	93	123	185	
1000	678	113	—	160	213	319	
1200	1000	166,6	—	—	314	471	
1400	1400	233,3	—	—	—	659	

ТАБЛИЦА XXXI. Число ходов по трубам  $K$ , общее число труб  $n$ , площади проходных сечений одного хода по трубам  $S_T$  и в вырезе перегородки  $S_{с.ж.}$ , расстояния по диагонали до хорды сегмента  $h_1$  и допускаемая разность температур кожуха ( $t_n$ ) и труб ( $t_r$ ) при  $P_y \leq 10$  кгс/см<sup>2</sup> и  $t_r \leq 250$  °C для труб 25×2 мм с шагом 32 мм для стали 10 и 20 (исполнение М1)

Диаметр кожуха (внутренний), мм	$K$	$n$	$S_T \cdot 10^2, \text{м}^2$	$S_{с.ж.} \cdot 10^2, \text{м}^2$	$h_1, \text{мм}$	$(t_n - t_r)_{\text{макс}}, \text{°C}$ (для ТН, ХН, КН, ИН)
150	1	13	0,4	0,5	25	Для ХН 20; ТН 30
259	1	37	1,4	1,3	40	То же
325	1	61	2,1	1,4	55	"
	2	52	0,9	1,4	55	"
400	1	111	3,8	2,2	68	30
	2	100	1,7	2,2	68	30
600	1	261 (279)	9,0	4,9	111	40
	2	244 (262)	4,1	4,9	111	40
	4	210 (228)	1,8	4,9	111	40
	6	198 (216)	1,14	4,9	166	40
800	1	473 (507)	16,7	7,7	166	40
	2	450 (484)	7,8	7,7	166	40
	4	408 (442)	3,1	7,7	166	40
	6	392 (426)	2,2	7,7	194	40
1000	1	783 (813)	27,0	12,1	194	50; для ТН 60
	2	754 (784)	13,1	12,1	194	То же
	4	702 (732)	6,0	12,1	194	"
	6	678 (708)	3,8	12,1	250	"
1200	1	1125 (1175)	39,0	16,8	222	60
	2	1090 (1140)	18,9	16,8	222	60
	4	1028 (1078)	8,5	16,8	222	60
	6	1000 (1050)	5,7	16,8	305	60

Примечания. 1. В скобках указано общее количество труб для случая, когда нет отбойников и трубы добавлены с двух сторон, см. ГОСТ 15118-79.

2. Значения  $h_1$  приведены для теплообменников и холодильников.

ТАБЛИЦА XXXII. Составы (в массовых долях, %) водных растворов, кипящих под атмосферным давлением

Растворенное вещество	Температура кипения, °C									
	101	102	103	104	105	107	110	115	120	125
CaCl <sub>2</sub>	5,66	10,31	14,16	17,36	20,00	24,24	29,33	35,68	40,83	45,80
KOH	4,49	8,51	11,97	14,82	17,01	20,88	25,65	31,97	36,51	40,23
KCl	8,42	14,31	18,96	23,02	26,57	32,62	—	—	—	—
K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	10,31	18,37	24,24	28,57	32,24	37,69	43,97	50,86	56,04	60,40
KNO <sub>3</sub>	13,19	23,66	32,23	39,20	45,10	54,65	65,34	79,53	—	—
MgCl <sub>2</sub>	4,67	8,42	11,66	14,31	16,59	20,32	24,41	29,48	33,07	36,02
MgSO <sub>4</sub>	14,31	22,78	28,31	32,23	35,32	42,86	—	—	—	—
NaOH	4,12	7,40	10,15	12,51	14,53	18,32	23,08	26,21	33,77	37,58
NaCl	6,19	11,03	14,67	17,69	20,32	25,09	—	—	—	—
NaNO <sub>3</sub>	8,26	15,61	21,87	27,53	32,43	40,47	49,87	60,94	68,94	—
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	15,26	24,81	30,73	—	—	—	—	—	—	—
Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	9,42	17,22	23,72	29,18	33,86	—	—	—	—	—
CuSO <sub>4</sub>	26,95	39,98	40,83	44,47	—	—	—	—	—	—
ZnSO <sub>4</sub>	20,00	31,22	37,89	42,92	46,15	—	—	—	—	—
NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	9,09	16,66	23,08	29,08	34,21	42,53	51,92	63,24	71,26	77,11
NH <sub>4</sub> Cl	6,10	11,35	15,96	19,80	22,89	28,37	35,98	46,95	—	—
(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	13,34	23,14	30,65	36,71	41,79	49,73	—	—	—	—

Растворенное вещество	Температура кипения, °C								
	140	160	180	200	220	240	260	280	300
CaCl <sub>2</sub>	57,89	68,94	75,85	—	—	—	—	—	—
KOH	48,05	54,89	60,41	64,91	68,73	72,46	75,76	78,95	81,63
KCl	—	—	—	—	—	—	—	—	—
K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—
KNO <sub>3</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—
MgCl <sub>2</sub>	38,61	—	—	—	—	—	—	—	—
MgSO <sub>4</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NaOH	48,32	60,13	69,97	77,53	84,03	88,89	93,02	95,92	98,47
NaCl	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NaNO <sub>3</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—
CuSO <sub>4</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ZnSO <sub>4</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—
NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	87,09	93,20	96,00	97,61	98,84	—	—	—	—
NH <sub>4</sub> Cl	—	—	—	—	—	—	—	—	—
(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—

ТАБЛИЦА XXXIII. Удельная теплота растворения  $q$  солей в воде  
(1 кмоль соли в  $n$  кмоль воды)

Формула соли	Молярная масса, кг/кмоль	$q$ , кДж/кмоль	$n$
NaCl	58,5	+4944	100
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	142	-1927	400
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> · 10H <sub>2</sub> O	322	+78 600	400
NaNO <sub>3</sub>	85	+21 080	200
K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> · 1,5H <sub>2</sub> O	165	+1590	400
KCl	74,6	+17 560	100
KNO <sub>3</sub>	101	+35 700	200
KOH · 2H <sub>2</sub> O	92	+126	200
(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	132	+9930	400
CaCl <sub>2</sub> · 6H <sub>2</sub> O	219	+18 060	400
MgCl <sub>2</sub> · 6H <sub>2</sub> O	203	-12 360	400

Примечание. Знак плюс обозначает растворение с поглощением теплоты, знак минус — с выделением теплоты.

ТАБЛИЦА XXXIV. Давление насыщенного водяного пара  
при температурах от -20 до 100 °C

Пересчет в СИ: 1 мм рт. ст. = 133,3 Па.

$t$ , °C	$p$ , мм рт. ст.	$t$ , °C	$p$ , мм рт. ст.	$t$ , °C	$p$ , мм рт. ст.	$t$ , °C	$p$ , мм рт. ст.	$t$ , °C	$p$ , мм рт. ст.
-20	0,772	5	6,54	30	31,82	55	118,0	80	355,1
-19	0,850	6	7,01	31	33,70	56	123,8	81	369,7
-18	0,935	7	7,51	32	35,66	57	129,8	82	384,9
-17	1,027	8	8,05	33	37,73	58	136,1	83	400,6
-16	1,128	9	8,61	34	39,90	59	142,6	84	416,8
-15	1,238	10	9,21	35	42,18	60	149,4	85	433,6
-14	1,357	11	9,84	36	44,56	61	156,4	86	450,9
-13	1,486	12	10,52	37	47,07	62	163,8	87	468,7
-12	1,627	13	11,23	38	49,65	63	171,4	88	487,1
-11	1,780	14	11,99	39	52,44	64	179,3	89	506,1
-10	1,946	15	12,79	40	55,32	65	187,5	90	525,8
-9	2,125	16	13,63	41	58,34	66	196,1	91	546,1
-8	2,321	17	14,53	42	61,50	67	205,0	92	567,0
-7	2,532	18	15,48	43	64,80	68	214,2	93	588,6
-6	2,761	19	16,48	44	68,26	69	223,7	94	610,9
-5	3,008	20	17,54	45	71,88	70	233,7	95	633,9
-4	3,276	21	18,65	46	75,65	71	243,9	96	657,6
-3	3,566	22	19,83	47	79,60	72	254,6	97	682,1
-2	3,879	23	21,07	48	83,71	73	265,7	98	707,3
-1	4,216	24	22,38	49	88,02	74	277,2	99	733,2
0	4,579	25	23,76	50	92,51	75	289,1	100	760,0
+1	4,93	26	25,21	51	97,20	76	301,4		
2	5,29	27	26,74	52	102,1	77	314,1		
3	5,69	28	28,35	53	107,2	78	327,3		
4	6,10	29	30,04	54	112,5	79	341,0		

ТАБЛИЦА XXXV. Физические свойства воды на линии насыщения

Пересчет в СИ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$ .

$p$ , кгс/см <sup>2</sup>	$t$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$i$ , кДж/кг	$c$ , кДж/(кг·K)	$\lambda \cdot 10^4$ , Вт/(м·K)	$\alpha \cdot 10^7$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ , K <sup>-1</sup>	$\sigma \cdot 10^4$ , кг/с <sup>2</sup>	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	-0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	+0,70	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	697	4,31
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	470	0,478	5,11	662	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,415	5,70	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	355	0,365	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68,0	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	282	0,295	7,5	589	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,268	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,226	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,202	10,3	487	1,17
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	466	1,10
8,08	170	897	713	4,40	67,9	1,72	163	0,181	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,173	12,2	424	1,01

ТАБЛИЦА XXXVI. Средние значения температуры и относительной влажности атмосферного воздуха в городах России

Наименование пункта	Январь		Июль	
	$t$ , °C	$\phi$ , %	$t$ , °C	$\phi$ , %
Архангельск	-13,3	88	15,3	79
Астрахань	-7,1	91	25,2	58
Брянск	-8,8	88	18,2	74
Владивосток	-13,7	74	20,6	77
Волгоград	-9,9	85	24,7	50
Вологда	-12,0	85	17,6	70
Воронеж	-9,8	90	20,6	62
Екатеринбург	-16,2	84	17,2	70
Иваново	-12,0	90	18,8	71
Иркутск	-20,9	85	17,2	72
Казань	-13,6	86	19,9	63
Киров	-15,1	86	18,1	71
Краснодар	-2,1	90	23,7	67
Красноярск	-18,2	81	19,3	72
Курск	-9,3	88	19,4	67

Наименование пункта	Январь		Июль	
	$t, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$t, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$
Москва	-10,8	88	18,0	70
Нижний Новгород	-12,2	89	19,4	68
Новгород	-8,4	88	17,6	78
Новороссийск	-2,0	75	23,6	68
Новосибирск	-19,3	83	18,7	59
Омск	-19,6	85	19,1	70
Орел	-9,5	92	18,6	77
Пермь	-16,0	84	18,0	72
Псков	-7,1	86	17,5	72
Ростов-на-Дону	-6,1	89	23,7	59
Санкт-Петербург	-7,7	87	17,5	69
Саратов	-11,3	84	23,1	53
Смоленск	-8,4	88	17,6	78
Тамбов	-11,1	88	20,0	68
Томск	-19,4	82	18,8	76
Уфа	-15,0	86	19,4	67
Чита	-27,4	82	18,7	65

ТАБЛИЦА XXXVII. Значения коэффициента Генри  $E$  для водных растворов некоторых газов (в таблице даны значения  $E \cdot 10^{-6}$  в мм рт. ст.)

Пересчет в СИ: 1 мм рт. ст. = 133,3 Па.

Газ	Температура, $^\circ\text{C}$										
	0	5	10	15	20	25	30	40	60	80	100
Азот	40,2	45,4	50,8	56,1	61,1	65,7	70,2	79,2	90,9	95,9	95,4
Ацетилен	0,55	0,64	0,73	0,82	0,92	1,01	1,11	—	—	—	—
Бром	0,0162	0,0209	0,0278	0,0354	0,0451	0,056	0,0688	0,101	0,191	0,307	—
Водород	44	46,2	48,3	50,2	51,9	53,7	55,4	57,1	58,1	57,4	56,6
Воздух	32,8	37,1	41,7	46,1	50,4	54,7	58,6	66,1	76,5	81,7	81,6
Кислород	19,3	22,1	24,9	27,7	30,4	33,3	36,1	40,7	47,8	52,2	53,3
Метан	17	19,7	22,6	25,6	28,5	31,4	34,1	39,5	47,6	51,8	53,3
Сероводород	0,203	0,239	0,278	0,321	0,367	0,414	0,463	0,566	0,782	1,03	1,12
Углерода диоксид	0,553	0,666	0,792	0,93	1,08	1,24	1,41	1,77	2,59	—	—
Углерода оксид	26,7	30	33,6	37,2	40,7	44	47,1	52,9	62,5	64,3	64,3
Хлор	0,204	0,25	0,297	0,346	0,402	0,454	0,502	0,600	0,731	0,73	—
Этан	9,55	11,8	14,4	17,2	20	23	26	32,2	42,9	50,2	52,6
Этилен	4,19	4,96	5,84	6,8	7,74	8,67	9,62	—	—	—	—

ТАБЛИЦА XXXVIII. Коэффициенты диффузии газов и паров в воздухе (при нормальных условиях)

Газ	$D_0 \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	Газ	$D_0 \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$
Азот	13,2	Метанол	13,3
Аммиак	17,0	Сероуглерод	8,9
Бензол	7,7	Серы диоксид	10,3
Водород	61,1	„ триоксид	9,4
Водяной пар	21,9	Углерода диоксид	13,8
Диэтиловый эфир	7,8	Хлороводород	13,0
Кислород	17,8	Этанол	10,2

ТАБЛИЦА XXXIX. Коэффициенты диффузии некоторых газов в воде при 20°C

Газ	$D \cdot 10^9, \text{ м}^2/\text{с}$	Газ	$D \cdot 10^9, \text{ м}^2/\text{с}$
Азот	1,9	Кислород	2,1
Аммиак	1,8	Хлор, сероводород	1,6
Водород	5,3	Хлороводород	2,3
Диоксид углерода, оксид азота (I)	1,8	(при 12°C)	

ТАБЛИЦА XL. Физические свойства органических жидкостей

Жидкость	Химическая формула	Молярная масса, кг/кмоль	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Температура кипения, °C	Давление насыщенного пара при 20 °C, мм рт.ст.	Температура плавления, °C
Ацетон	CH <sub>3</sub> COCH <sub>3</sub>	58,08	810	56	186	-94,3
Бензин	—	—	690–760	70–120	—	—
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78,11	900	80,2	75	5,5
Дихлорэтан	CH <sub>2</sub> Cl—CH <sub>2</sub> Cl	98,97	1250	83,7	65	—
Изопропилацетат	CH <sub>3</sub> COOC <sub>3</sub> H <sub>7</sub>	130,18	870	142,5	6	—
Ксилолы (смесь)	C <sub>8</sub> H <sub>4</sub> (CH <sub>3</sub> ) <sub>2</sub>	106,16	860	136–145	10	-13 ÷ -48
Метилацетат	CH <sub>3</sub> COOCH <sub>3</sub>	74,08	930	57,5	170	—
Пропилацетат	CH <sub>3</sub> COOC <sub>3</sub> H <sub>7</sub>	102,13	890	101,6	25	—
Сероуглерод	CS <sub>2</sub>	76,13	1290	46,3	298	-112
Скипидар	C <sub>10</sub> H <sub>16</sub>	136,1	850–880	155–190	4	—
Спирты						
бутиловый	C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	74,12	810	117,7	4,7	-90
изоамиловый	C <sub>5</sub> H <sub>11</sub> OH	88,15	810	132	2,2	-117
изобутиловый	C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	74,12	800	108	8,8	-108
изопропиловый	C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> OH	60,09	785	82,4	32,4	-89
метилловый	CH <sub>3</sub> OH	32,04	800	64,7	95,7	-98
пропиловый	C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> OH	60,09	800	97,2	14,5	-126
этиловый	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	46,07	790	78,3	44	-114,5



Жидкость	Химическая формула	Молярная масса, кг/кмоль	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Температура кипения, °С	Давление насыщенного пара при 20 °С, мм рт.ст.	Температура плавления, °С
Толуол	$C_6H_5CH_3$	92,13	870	110,8	22,3	-95
Углерода тетрагидрид	$CCl_4$	153,84	1630	76,7	90,7	-22,8
Хлороформ	$CHCl_3$	119,38	1530	61,2	160	-
Этилацетат	$CH_3COOC_2H_5$	88,10	900	77,15	73	-83,6
Эфир диэтиловый	$C_2H_5OC_2H_5$	74,12	710	34,5	442	-116,3

ТАБЛИЦА XLII. Удельная теплота парообразования жидкостей  
(в кДж/кг)

Вещество	Температура, °С				
	0	20	60	100	140
Аммиак	1265,4	1190,0	-	-	-
Анилин	-	-	-	-	435,8 (при 184 °С)
Ацетон	565,7	553,1	519,6	473,5	-
Бензол	448,3	435,8	408,5	379,2	346,1
Бутиловый спирт	703,9	687,2	653,6	611,7	561,5
Вода	2493,1	2446,9	2359,0	2258,4	2149,5
Диоксид углерода	235,1	155,4	-	-	-
Диэтиловый эфир	387,6	366,6	326,4	282,4	228,4
Изопропиловый спирт	775,2	750,0	699,7	636,9	557,3
Метиловый спирт	1198,3	1173,2	1110,4	1013,9	892,6
Нитробензол	-	-	-	-	331,9 (при 211 °С)
Пропиловый спирт	812,9	791,9	745,8	683,0	595,0
Серовуглерод	374,6	367,0	344,4	316,4	282,4
Тетрахлорид углерода	218,3	213,7	201,9	185,6	168,0
Толуол	414,8	407,7	388,8	368,7	344,0
Уксусная кислота	-	-	-	406,4 (при 118 °С)	395,5
Фреон-12	155,0	144,9	132,4	-	-
Хлор	266,5	253,1	222,0	176,8	71,23
Хлорбензол	375,8	369,5	354,4	338,1	320,5
Хлороформ	271,5	263,1	247,6	231,3	-
Этилацетат	427,4	411,5	385,9	355,7	317,2
Этиловый спирт	921,8	913,4	879,9	812,9	712,3

ТАБЛИЦА ХЛП. Температуры кипения (в °С) органических жидкостей при давлениях  $\leq 1$  атм

Давление (абсолютное), мм рт. ст.	Анилин	Глицерин	м-Ксилол	Нитро- бензол	Толуол	Октан
10	69,4	167,2	28,3	84,9	6,4	19,2
20	82,0	182,2	41,1	99,3	18,4	31,5
40	96,7	198,0	55,3	115,4	31,8	45,1
60	106,0	208,0	64,4	125,8	40,3	53,8
100	119,9	220,1	76,8	139,9	51,9	65,7
200	140,1	240,0	95,5	161,2	69,5	83,6
400	161,9	263,0	116,7	185,8	89,5	104,0
760	184,4	290,0	139,1	210,6	110,6	125,6

ТАБЛИЦА ХЛП. Равновесные составы жидкости и пара для бинарных систем при 760 мм рт. ст.

Метанол - вода			Хлороформ - бензол			Вода - уксусная кислота			Азот - кислород		
t, °С	Молярная доля метанола, %		t, °С	Молярная доля хлоро- форма, %		t, °С	Молярная доля во- ды, %		t, К	Молярная доля азота, %	
	в жид- кости	в паре		в жид- кости	в паре		в жид- кости	в паре		в жид- кости	в паре
100,0	0	0	80,6	0	0	118,1	0	0	90,1	0	0
96,4	2	13,4	79,8	8	10	115,4	5	9,2	89,5	3,5	13,0
93,5	4	23,0	79,0	15	20	113,8	10	16,7	89	6,2	20,2
91,2	6	30,4	78,2	22	30	110,1	20	30,2	88	11,5	30,4
87,7	10	41,8	77,3	29	40	107,5	30	42,5	87	17,1	39,7
81,7	20	57,9	76,4	36	50	105,8	40	53,0	86	22,2	47,8
78,0	30	66,5	75,3	44	60	104,4	50	62,6	85	27,7	55,7
75,3	40	72,9	74,0	54	70	103,2	60	71,6	84	33,8	63,1
73,1	50	77,9	71,9	66	80	102,1	70	79,5	83	40,5	70,1
71,2	60	82,5	68,9	79	90	101,3	80	86,4	82	47,8	76,4
69,3	70	87,0	61,4	100	100	100,6	90	93,0	81	56,6	82,3
67,5	80	91,5				100,0	100	100	80	66,6	88,0
66,0	90	95,8							79	78,4	93,2
64,5	100	100							78	91,9	97,8
									77,3	100	100

Равновесные составы жидкости ( $x$ ) и пара ( $y$ ) в мол. долях (в % летучего компонента) и температуры кипения ( $t$ ) в °С двойных смесей при давлении 760 мм рт. ст.

Смесь	$x$	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	Азеотропная смесь
Азотная кислота – вода	$y$	0	0,3	1	5	16	46	83	95,5	98,7	99,5	99,9	100	38,3
	$t$	100	103,5	108,6	117,5	121,4	121,5	116	101,5	91,7	87,5	85,6	85,4	121,9
Аммиак – вода (735 мм рт. ст.)	$y$	0	49	72	89,3	97,6	99,2	100	100	100	100	100	100	—
	$t$	99,1	82,5	69,8	48	29,2	11,8	—4	—16,5	—24,5	—29,5	—32	—33,7	—
Ацетон – бензол	$y$	0	14	24,3	40	51,2	59,4	66,5	73	79,5	86,3	93,2	100	—
	$t$	80,1	78,3	76,4	72,8	69,6	66,7	64,3	62,4	60,7	59,6	58,8	56,1	—
Ацетон – вода	$y$	0	60,3	72	80,3	82,7	84,2	85,5	86,9	88,2	90,4	94,3	100	—
	$t$	100	77,9	69,6	64,5	62,6	61,6	60,7	59,8	59	58,2	57,5	56,1	—
Ацетон – метанол	$y$	0	10,2	18,6	32,2	42,8	51,3	58,6	65,6	72,5	80	—	100	80
	$t$	64,5	63,6	62,5	60,2	58,7	57,6	56,7	56	55,3	55,05	—	56,1	55,05
Ацетон – этанол	$y$	0	15,5	26,2	41,7	52,4	60,5	67,4	73,9	80,2	86,5	92,9	100	—
	$t$	78,3	75,4	73	69	65,9	63,6	61,8	60,4	59,1	58	57	56,1	—
Бензол – толуол	$y$	0	11,5	21,4	38	51,1	61,9	71,2	79	85,4	91	95,9	100	—
	$t$	110,6	108,3	106,1	102,2	98,6	95,2	92,1	89,4	86,8	84,4	82,3	80,2	—
Бензол – уксусная кислота	$y$	0	26	42	59	68,6	75	79	83	88	92,5	97	100	97,5
	$t$	118,7	111,4	105,8	99	94	90,3	88	85,7	83,5	82	80,8	80,2	80
Изопропанол – вода	$y$	0	48,5	53	60	64	66,5	68	68,4	70	77	83	100	68,5
	$t$	100	84,4	82,5	81,2	81	80,6	80,5	80,4	80,5	81	82,3	82,4	80,4
Метанол – бензол	$y$	0	38,5	50	56	58	59	60	61	62	66	75	100	61,4
	$t$	80,2	66,9	61,1	58,6	58	57,8	57,7	57,6	57,6	58	59,6	64,9	57,6

[illegible]

## Ацетон — гексан

<i>x</i>	<i>y</i>	<i>t</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>t</i>
0,00	0,0	68,75	90,15	79,5	51,76
9,42	33,5	57,91	100,00	100,0	56,25
19,86	48,3	53,51	0,0	0,0	
29,89	54,0	51,57	9,26	33,0	
39,83	58,4	50,54	18,46	47,6	
49,95	61,0	50,00	29,89	54,0	
59,99	61,6	49,78	39,33	57,8	
69,99	65,4	49,84	49,75	60,2	
80,07	70,0	50,31	59,98	62,8	
69,93	66,1	55	90,45	78,7	
80,21	70,0		100,00	100,0	
90,90	79,5		0,00	0,0	
100,00	100,0		8,62	32,4	
0,00	0,0		19,02	47,6	
8,94	33,0		29,45	54,0	
19,58	48,9		39,17	57,8	
29,67	54,0		49,45	60,0	
39,50	58,4		59,96	62,8	
49,55	60,8		69,95	64,8	
59,97	62,2		80,49	70,0	
69,97	65,4		90,60	78,0	
80,35	70,0		100,00	100,0	

## Ацетон — толуол

<i>x</i>	<i>y</i>	<i>t</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>t</i>
1,0	8,0	108,0	11,5	51,5	91,3
2,2	17,7	105,4	13,5	55,0	89,2
3,5	26,0	103,0	15,5	60,8	86,5
4,5	30,0	101,1	17,5	63,0	84,8
5,9	34,5	99,4	20,0	67,0	82,8
6,8	37,5	97,7	23,5	70,0	80,3
7,8	39,8	96,4	27,5	74,5	78,0
10,3	47,5	93,3	33,0	78,0	75,4
37,8	81,0	73,1	78,2	95,0	71,0
41,8	83,4	71,2	83,0	96,2	69,9
48,5	86,0	69,0	87,8	87,2	58,8
55,0	88,2	66,8	82,5	98,0	57,9
64,0	91,2	64,2	95,0	98,8	57,3
71,6	93,2	62,8	98,1	99,5	56,7

ТАБЛИЦА XLIV. Физические свойства насыщенного пара аммиака

Пересчет в СИ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$ .

Температура, °С	Давление (абсолютное), кгс/см <sup>2</sup>	Удельный объем		Плотность		Удельная теплота испарения $r = i'' - i'$ , кДж/кг
		жидкости $v'$ , дм <sup>3</sup> /кг	пара $v''$ , м <sup>3</sup> /кг	жидкости $\rho'$ , кг/дм <sup>3</sup>	пара $\rho''$ , кг/м <sup>3</sup>	
-50	0,4168	1,4245	2,6170	0,7020	0,382	1416
-45	0,5562	1,4367	2,0015	0,6960	0,500	1402
-40	0,7318	1,4493	1,5503	0,6900	0,645	1388
-35	0,9503	1,4623	1,2151	0,6839	0,823	1374
-30	1,219	1,4757	0,9630	0,6777	1,038	1360
-25	1,546	1,4895	0,7712	0,6714	1,297	1345
-20	1,940	1,5037	0,6236	0,6650	1,604	1329
-15	2,410	1,5185	0,5087	0,6585	1,966	1314
-10	2,966	1,5338	0,4184	0,6520	2,390	1297
-5	3,619	1,5496	0,3469	0,6453	2,883	1281
0	4,379	1,5660	0,2897	0,6386	3,452	1263
+5	5,259	1,5831	0,2435	0,6317	4,108	1246
+10	6,271	1,6008	0,2058	0,6247	4,859	1227
+15	7,431	1,6193	0,1740	0,6175	5,718	1210
+20	8,741	1,6386	0,1494	0,6103	6,694	1188
+25	10,225	1,6588	0,1283	0,6028	7,795	1168
+30	11,895	1,6800	0,1107	0,5952	9,034	1146
+35	13,765	1,7023	0,0959	0,5875	10,431	1124
+40	15,850	1,7257	0,0833	0,5795	12,005	1101
+45	18,165	1,7504	0,0726	0,5713	12,774	1078
+50	20,727	1,7766	0,0635	0,5629	15,756	1053

ТАБЛИЦА XLV. Физические свойства насыщенного пара  
дифтордихлорметана (фреона-12)Пересчет в СИ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$ .

Температура, °С	Давление (абсолютное), кгс/см <sup>2</sup>	Плотность		Удельная теплота испарения $r$ , кДж/кг
		жидкости, кг/дм <sup>3</sup>	пара, кг/м <sup>3</sup>	
+40	9,78	1,25	53,1	132,4
+30	7,59	1,29	41,2	138,7
+25	6,63	1,31	36,1	142,0
+20	5,79	1,33	31,5	145,0
+10	4,32	1,36	23,8	150,0
0	3,15	1,39	17,7	155,0
-10	2,24	1,43	12,8	160,0
-15	1,86	1,44	10,8	161,7
-20	1,54	1,46	9,04	163,8
-25	1,26	1,47	7,52	165,5
-30	1,03	1,49	6,2	167,6
-35	0,824	1,5	5,07	169,3
-40	0,655	1,52	4,1	171,0
-50	0,399	1,54	2,6	175,0
-60	0,231	1,57	1,56	178,0
-70	0,125	1,6	0,888	182,0
-80	0,063	1,63	0,47	185,0

**ТАБЛИЦА XLVI. Физические свойства водных растворов хлорида натрия при низких температурах**

Массовая доля соли в растворе, %	Плотность при 15 °С, кг/м³	Температура замерзания, °С	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^4$ , Па·с					Теплопроводность $\lambda$ , Вт/(м·К)		
			0 °С	-5 °С	-10 °С	-15 °С	-20 °С	0 °С	-10 °С	-20 °С
0,1	1000	0,0	17,66	—	—	—	—	0,582	—	—
1,5	1010	-0,9	17,85	—	—	—	—	0,578	—	—
2,9	1020	-1,8	18,05	—	—	—	—	0,576	—	—
4,3	1030	-2,6	18,25	—	—	—	—	0,573	—	—
5,6	1040	-3,5	18,44	—	—	—	—	0,571	—	—
7,0	1050	-4,4	18,74	—	—	—	—	0,569	—	—
8,3	1060	-5,4	19,13	23,05	—	—	—	0,566	—	—
9,6	1070	-6,4	19,62	23,74	—	—	—	0,564	—	—
11,0	1080	-7,5	20,21	24,43	—	—	—	0,561	—	—
12,3	1090	-8,6	20,80	25,21	—	—	—	0,558	—	—
13,6	1100	-9,8	21,48	26,09	—	—	—	0,556	—	—
14,9	1110	-11,0	22,37	27,17	33,45	—	—	0,554	0,519	—
16,2	1120	-12,2	23,25	28,35	34,92	—	—	0,551	0,516	—
17,5	1130	-13,6	24,33	29,72	36,79	—	—	0,549	0,514	—
18,8	1140	-15,1	25,60	31,20	38,75	47,77	—	0,547	0,512	—
20,0	1150	-16,6	26,88	32,77	40,81	50,13	—	0,544	0,509	—
21,2	1160	-18,2	28,25	34,43	43,07	52,78	—	0,542	0,507	—
22,4	1170	-20,0	29,63	36,40	45,62	55,82	68,67	0,541	0,506	0,477
23,1	1175	-21,2	30,41	37,47	47,09	57,49	70,44	0,540	0,505	0,476
23,7	1180	-17,2	31,39	38,55	48,66	59,35	—	0,539	0,504	—
24,9	1190	-9,5	32,96	40,71	—	—	—	0,536	—	—
26,1	1200	-1,7	34,73	—	—	—	—	0,534	—	—
26,3	1203	0,0	35,02	—	—	—	—	0,534	—	—

**ТАБЛИЦА XLVII. Физические свойства водных растворов хлорида кальция при низких температурах**

Массовая доля соли в растворе, %	Плотность при 15 °С, кг/м³	Температура замерзания, °С	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^4$ , Па·с				Теплопроводность $\lambda$ , Вт/(м·К)			
			0 °С	-10 °С	-20 °С	-30 °С	0 °С	-10 °С	-20 °С	-30 °С
0,1	1000	0,0	17,76	—	—	—	0,582	—	—	—
5,9	1050	-3,0	19,82	—	—	—	0,568	—	—	—
11,5	1100	-7,1	22,96	—	—	—	0,552	—	—	—
16,8	1150	-12,7	27,66	43,65	—	—	0,535	0,504	—	—
17,8	1160	-14,2	28,74	45,13	—	—	0,530	0,500	—	—
18,9	1170	-15,7	29,92	46,70	—	—	0,526	0,497	—	—
19,9	1180	-17,4	31,20	48,46	—	—	0,521	0,493	—	—
20,9	1190	-19,2	32,77	50,72	—	—	0,516	0,490	—	—
21,9	1200	-21,2	34,43	53,27	86,13	—	0,512	0,486	0,465	—
22,8	1210	-23,3	36,20	56,11	90,15	—	0,507	0,484	0,463	—
23,8	1220	-25,7	38,16	59,25	94,76	—	0,502	0,480	0,459	—

Массовая доля соли в раство- ре, %	Плот- ность при 15°C, кг/м³	Темпе- ратура замерза- ния, °C	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^4$ , Па·с				Теплопроводность $\lambda$ , Вт/(м·К)			
			0 °C	-10 °C	-20 °C	-30 °C	0 °C	-10 °C	-20 °C	-30 °C
24,7	1230	-28,3	40,22	62,69	99,96	—	0,498	0,477	0,457	—
25,7	1240	-31,2	42,58	66,81	105,7	148,1	0,493	0,473	0,455	0,437
26,6	1250	-34,6	45,22	70,83	111,7	158,9	0,489	0,470	0,452	0,436
27,5	1260	-38,6	48,07	75,24	118,5	171,7	0,484	0,464	0,449	0,435
28,4	1270	-43,6	51,21	80,25	126,9	188,4	0,479	0,463	0,446	0,434
29,4	1280	-50,1	54,94	86,33	137,9	212,9	0,475	0,459	0,444	0,433
29,9	1286	-55,0	56,90	90,45	143,9	225,6	0,472	0,457	0,443	0,431
30,3	1290	-50,6	58,86	93,29	149,6	238,4	0,470	0,456	0,442	0,430
31,2	1300	-41,6	63,37	100,6	161,9	265,9	0,465	0,452	0,438	0,429
32,1	1310	-33,9	68,28	108,7	176,3	307,1	0,461	0,449	0,436	0,428
33,0	1320	-27,1	73,87	117,3	191,9	—	0,457	0,444	0,434	—
33,9	1330	-21,2	80,15	127,2	210,0	—	0,452	0,441	0,431	—
34,7	1340	-15,6	86,52	138,1	—	—	0,448	0,438	—	—
35,6	1350	-10,2	93,20	151,9	—	—	0,443	0,433	—	—
36,4	1360	-5,1	100,9	—	—	—	0,440	—	—	—
37,3	1370	0,0	109,2	—	—	—	0,435	—	—	—

ТАБЛИЦА XLVIII. Удельная теплоемкость водных растворов хлорида натрия и хлорида кальция [в кДж/(кг·К)]

Плотность при 15 °C, кг/м³	Хлорид натрия			Плотность при 15 °C, кг/м³	Хлорид кальция			
	0 °C	-10 °C	-20 °C		0 °C	-10 °C	-20 °C	-30 °C
1010	4,077	—	—	1100	3,503	—	—	—
1020	4,006	—	—	1110	3,444	—	—	—
1030	3,943	—	—	1120	3,385	—	—	—
1040	3,884	—	—	1130	3,331	3,306	—	—
1050	3,830	—	—	1140	3,276	3,251	—	—
1060	3,775	—	—	1150	3,226	3,201	—	—
1070	3,725	—	—	1160	3,176	3,155	—	—
1080	3,679	—	—	1170	3,130	3,109	—	—
1090	3,633	—	—	1180	3,088	3,063	—	—
1100	3,591	3,582	—	1190	3,046	3,021	—	—
1110	3,553	3,541	—	1200	3,004	2,979	2,954	—
1120	3,515	3,503	—	1210	2,967	2,941	2,916	—
1130	3,478	3,469	—	1220	2,933	2,908	2,883	—
1140	3,444	3,432	—	1230	2,899	2,874	2,849	—
1150	3,411	3,398	—	1240	2,870	2,845	2,819	2,795
1160	3,377	3,365	—	1250	2,841	2,816	2,791	2,765
1170	3,344	3,335	3,323	1260	2,812	2,786	2,761	2,736
1175	3,331	3,323	3,310	1270	2,782	2,757	2,732	2,707
1203	3,251	—	—	1280	2,757	2,732	2,707	2,682
				1286	2,740	2,715	2,690	2,665
				1370	2,531	—	—	—



ТАБЛИЦА XLIX. Удельная теплота адсорбции углем органических веществ

Вещество	Формула	Теплота адсорбции	
		кДж/кмоль	кДж/кг
Бензин	—	50 280	628,5
Бензол*	$C_6H_6$	61 590	789,8
Бутилхлорид	$CH_3(CH_2)_3Cl$	65 360	706,4
втор-Бутилхлорид	$CH_3CHClC_2H_5$	60 340	652,4
трет-Бутилхлорид	$(CH_3)_3CCl$	56 980	615,9
Дихлорметан	$CH_2Cl_2$	51 960	611,3
Изопропилхлорид	$CH_3CHClCH_3$	54 890	699,3
Метан	$CH_4$	18 860	1230
Метилхлорид	$CH_3Cl$	38 550	763,4
Пропилхлорид	$CH_3(CH_2)_2Cl$	61 170	779,3
Сероуглерод*	$CS_2$	52 380	689,3
Спирты			
метанол	$CH_3OH$	54 890	1715
пропанол	$C_3H_7OH$	68 720	1145
этанол*	$C_2H_5OH$	62 850	1366
Углерода тетрахлорид*	$CCl_4$	64 110	415,2
Хлороформ*	$CHCl_3$	60 760	508,2
Этилбромид*	$C_2H_5Br$	58 240	534,6
Этилиодид*	$C_2H_5I$	58 660	376,3
Этилхлорид*	$C_2H_5Cl$	50 280	779,3
Этилформиат*	$HCOOC_2H_5$	60 760	820,8
Эфир диэтиловый*	$(C_2H_5)_2O$	64 950	877,8

Примечание. Звездочкой отмечены вещества, для которых теплота адсорбции рассчитана по формуле  $q = ma^n$  (в Дж/кг угля).

ТАБЛИЦА L. Степень извлечения [в % (по массе)] экстрагируемого вещества при обработке твердого материала при противотоке

Отношение потоков $\alpha$	Число ступеней экстрагирования $n$					
	1	2	3	4	5	6
1	50,00	66,67	75,00	80,00	83,33	85,71
2	66,67	85,71	93,00	96,77	98,42	99,21
3	75,00	92,31	97,50	99,17	99,73	99,91
4	80,00	95,24	98,82	99,71	99,93	—
5	83,33	96,77	99,36	99,87	99,97	—
6	85,71	97,67	99,61	99,94	—	—
7	87,50	98,24	99,75	99,96	—	—
8	88,89	98,63	99,83	99,98	—	—
9	90,00	98,90	99,88	99,99	—	—
10	90,90	99,10	99,91	—	—	—

ТАБЛИЦА LI. Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от температуры

Пересчет в СИ:  $1 \text{ кгс/см} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$ .

Температура, °C	Давление (абсолютное), кгс/см <sup>2</sup>	Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Удельная энтальпия жидкости $i'$ , кДж/кг	Удельная энтальпия пара $i''$ , кДж/кг	Удельная теплота парообразования $r = i'' - i'$ , кДж/кг
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2482
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2460
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2437
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2426
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391
50	0,1258	12,05	0,0830	209,50	2589,5	2380
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2357
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333
75	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,772	1,296	525,4	2718	2194
130	2,755	0,6693	1,494	546,8	2726	2179
135	3,192	0,5831	1,715	568,2	2733	2165
140	3,685	0,5096	1,962	589,5	2740	2150
145	4,238	0,4469	2,238	611,3	2747	2125
150	4,855	0,3933	2,543	632,7	2753	2120
160	6,303	0,3075	3,252	654,1	2765	2089
170	8,080	0,2431	4,113	719,8	2776	2056
180	10,23	0,1944	5,145	763,8	2785	2021
190	12,80	0,1568	6,378	808,3	2792	1984
200	15,85	0,1276	7,840	852,7	2798	1945
210	19,56	0,1045	9,567	897,9	2801	1904
220	23,66	0,0862	11,600	943,2	2803	1860
230	28,53	0,07155	13,98	989,3	2802	1813
240	34,13	0,05967	16,76	1035	2799	1763

Температура, °С	Давление (абсолютное), кгс/см <sup>2</sup>	Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Удельная энтальпия жидкости $i'$ , кДж/кг	Удельная энтальпия пара $i''$ , кДж/кг	Удельная теплота парообразования $r = i'' - i'$ , кДж/кг
250	40,55	0,04998	20,01	1082	2792	1710
260	47,85	0,04199	23,82	1130	2783	1653
270	56,11	0,03538	28,27	1178	2770	1593
280	65,42	0,02988	33,47	1226	2754	1528
290	75,88	0,02525	39,60	1275	2734	1459
300	87,6	0,02131	46,93	1327	2710	1384
310	100,7	0,01799	55,59	1380	2682	1302
320	115,2	0,01516	65,95	1437	2650	1213
330	131,3	0,01273	78,53	1498	2613	1117
340	149,0	0,01064	93,98	1564	2571	1009
350	168,6	0,00884	113,2	1638	2519	881
360	190,3	0,00716	139,6	1730	2444	714
370	214,5	0,00585	171,0	1890	2304	412
374	225	0,00310	322,6	2100	2100	0

ТАБЛИЦА ЛП. Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления

Пересчет в СИ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$ .

Давление (абсолютное), кгс/см <sup>2</sup>	Температура, °С	Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Удельная энтальпия жидкости $i'$ , кДж/кг	Удельная энтальпия пара $i''$ , кДж/кг	Удельная теплота парообразования $r = i'' - i'$ , кДж/кг
0,01	6,6	131,60	0,00760	27,7	2506	2478
0,015	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
0,02	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
0,025	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
0,03	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
0,04	28,6	35,46	0,02820	119,8	2548	2429
0,05	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413
0,08	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
0,10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
0,12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
0,30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
0,40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
0,50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2307

Давление (абсолютное), кгс/см <sup>2</sup>	Температура, °C	Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Удельная энтальпия жидкости $i'$ , кДж/кг	Удельная энтальпия пара $i''$ , кДж/кг	Удельная теплота парообразо- вания $r = i'' - i'$ , кДж/кг
0,60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
0,70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
0,80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
0,90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1,0	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
1,4	108,7	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
1,8	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
2,0	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3,0	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
4,0	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
5,0	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
6,0	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7,0	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
8,0	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
9,0	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040
10	179,0	0,1985	4,037	759,6	2784	2024
11	183,2	0,1813	5,516	778,1	2787	2009
12	187,1	0,1668	5,996	795,3	2790	1995
13	190,7	0,1545	6,474	811,2	2793	1984
14	194,1	0,1438	6,952	826,7	2795	1968
15	197,4	0,1346	7,431	840,9	2796	1956
16	200,4	0,1264	7,909	854,8	2798	1943
17	203,4	0,1192	8,389	867,7	2799	1931
18	206,2	0,1128	8,868	880,3	2800	1920
19	208,8	0,1070	9,349	892,5	2801	1909
20	211,4	0,1017	9,83	904,2	2802	1898
30	232,8	0,06802	14,70	1002	2801	1800
40	249,2	0,05069	19,73	1079	2793	1715
50	262,7	0,04007	24,96	1143	2780	1637
60	274,3	0,03289	30,41	1199	2763	1565
70	284,5	0,02769	36,12	1249	2746	1497
80	293,6	0,02374	42,13	1294	2726	1432
90	301,9	0,02064	48,45	1337	2705	1369
100	309,5	0,01815	55,11	1377	2684	1306
120	323,1	0,01437	69,60	1455	2638	1183
140	335,0	0,01164	85,91	1531	2592	1061
160	345,7	0,00956	104,6	1606	2540	934
180	355,4	0,00782	128,0	1684	2483	799
200	364,2	0,00614	162,9	1783	2400	617
225	374,0	0,00310	322,6	2100	2100	0

ТАБЛИЦА ЛП. Соотношения между единицами измерения

Величины	Единицы измерения в СИ	Соотношения между единицами измерения СИ и наиболее часто встречающимися единицами других систем и внесистемными
Длина	м	$1 \text{ мкм} = 10^{-6} \text{ м}$ $1 \text{ Å} = 10^{-10} \text{ м}$ $1 \text{ ft} = 0,3048 \text{ м}$ $1 \text{ in} = 25,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Масса	кг	$1 \text{ lb} = 0,454 \text{ кг}$
Температура	К	$t \text{ } ^\circ\text{C} = (t + 273,15) \text{ К}$ $t \text{ } ^\circ\text{F} = [5/9 (t - 32) + 273,15] \text{ К}$
Угол плоский	рад	$1' = \pi/180 \text{ рад}$ $1'' = \pi/10\,800 \text{ рад}$ $1 \text{ оборот} = 2\pi \text{ рад} = 6,28 \text{ рад}$
Вес (сила тяжести)	Н	$1 \text{ кгс} = 9,81 \text{ Н}$ $1 \text{ дин} = 10^{-5} \text{ Н}$ $1 \text{ стен} = 10^3 \text{ Н}$ $1 \text{ lbf} = 4,45 \text{ Н}$
Вязкость динамическая	Па · с	$1 \text{ дин} \cdot \text{с} / \text{см}^2 = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}$ $1 \text{ сП} = \frac{1}{9180} \frac{\text{кгс} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} = 1 \text{ мПа} \cdot \text{с}$
Вязкость кинематическая	м <sup>2</sup> /с	$1 \text{ lbf} \cdot \text{с} / \text{ft}^2 = 47,88 \text{ Па} \cdot \text{с}$ $1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2 / \text{с} = 10^{-4} \text{ м}^2 / \text{с}$ $1 \text{ ft}^2 / \text{с} = 0,093 \text{ м}^2 / \text{с}$ $1 \text{ ft}^2 / \text{h} = 25,81 \text{ м}^2 / \text{с}$
Давление	Па	$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$ $1 \text{ мбар} = 100 \text{ Па}$ $1 \text{ дин} / \text{см}^2 = 1 \text{ мкбар} = 0,1 \text{ Па}$ $1 \text{ кгс} / \text{см}^2 = 1 \text{ ат} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 735 \text{ мм рт. ст.}$ $1 \text{ кгс} / \text{м}^2 = 9,81 \text{ Па}$ $1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ Па}$ $1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па}$ $1 \text{ lbf} / \text{in}^2 = 6895 \text{ Па}$ $1 \text{ lbf} / \text{ft}^2 = 47,88 \text{ Па}$ $1 \text{ ft}^2 / \text{с} = 0,0929 \text{ м}^2 / \text{с}$
Диффузии коэффициент	м <sup>2</sup> /с	$1 \text{ ft}^2 / \text{с} = 0,0929 \text{ м}^2 / \text{с}$
Мощность	Вт	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{с} = 9,81 \text{ Вт}$ $1 \text{ эрг} / \text{с} = 10^{-7} \text{ Вт}$ $1 \text{ ккал} / \text{ч} = 1,163 \text{ Вт}$ $1 \text{ lbf} \cdot \text{ft} / \text{с} = 1,356 \text{ Вт}$
Натяжение поверхностное	Н/м	$1 \text{ кгс} / \text{м} = 9,81 \text{ Дж} / \text{м}^2$ $1 \text{ эрг} / \text{см}^2 = 1 \text{ дин} / \text{см} = 10^{-3} \text{ Дж} / \text{м}^2 = 10^{-3} \text{ Н} / \text{м}$
Объем	м <sup>3</sup>	$1 \text{ ft}^3 = 28,3 \text{ дм}^3 = 2,83 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$ $1 \text{ in}^3 = 16,387 \text{ см}^3 = 16,39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$
Объем удельный	м <sup>3</sup> /кг	$1 \text{ дм}^3 / \text{кг} = 1 \text{ см}^3 / \text{г} = 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{кг}$

Величины	Единицы измерения в СИ	Соотношения между единицами измерения СИ и наиболее часто встречающимися единицами других систем и внесистемными
Плотность	кг/м <sup>3</sup>	$1 \text{ т/м}^3 = 1 \text{ кг/дм}^3 = 1 \text{ г/см}^3 = 10^3 \text{ кг/м}^3$ $1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4 = 9,81 \text{ кг/м}^3$ $1 \text{ lb/ft}^3 = 16,02 \text{ кг/м}^3$ $1 \text{ lb/in}^3 = 27,68 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$
Плотность теплового потока (теплонпряжение, удельная тепловая нагрузка)	Вт/м <sup>2</sup>	$1 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}) = 1,163 \text{ Вт/м}^2$
Площадь	м <sup>2</sup>	$1 \text{ ft}^2 = 0,0929 \text{ м}^2$ $1 \text{ in}^2 = 6,451 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$
Работа, энергия, количество теплоты	Дж	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,81 \text{ Дж}$ $1 \text{ эрг} = 10^{-7} \text{ Дж}$ $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Дж}$ $1 \text{ ккал} = 4,187 \cdot 10^3 \text{ Дж} = 4,19 \text{ кДж}$ $1 \text{ lbf} \cdot \text{ft} = 1,356 \text{ Дж}$ $1 \text{ lbf} \cdot \text{in} = 0,113 \text{ Дж}$ $1 \text{ BTU} = 1055 \text{ Дж}$
Расход массовый	кг/с	$1 \text{ lb/s} = 0,454 \text{ кг/с}$ $1 \text{ lb/h} = 1,26 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$
Расход объемный	м <sup>3</sup> /с	$1 \text{ л/мин} = 16,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ $1 \text{ ft}^3/\text{s} = 28,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ $1 \text{ in}^3/\text{s} = 16,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$
Скорость линейная	м/с	$1 \text{ ft/s} = 0,3048 \text{ м/с}$
Скорость угловая	рад/с	$1 \text{ мин}^{-1} = 2\pi/60 \text{ рад/с}$ $1 \text{ об/с} = 2\pi \text{ рад/с}$
Теплоемкость удельная массовая	Дж/(кг·К)	$1 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}) = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ $1 \text{ эрг}/(\text{г} \cdot \text{К}) = 10^{-4} \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ $1 \text{ BTU}/(\text{lb} \cdot \text{degF}) = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$
Теплоотдачи коэффициент, теплопередачи коэффициент	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$1 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}) = 1,163 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ $1 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{degF}) = 5,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
Теплопроводности коэффициент	Вт/(м·К)	$1 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}) = 1,163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ $1 \text{ BTU}/(\text{ft} \cdot \text{h} \cdot \text{degF}) = 1,73 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
Теплота удельная (фазового превращения)	Дж/кг	$1 \text{ ккал/кг} = 1 \text{ кал/г} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ $1 \text{ BTU/lb} = 2326 \text{ Дж/кг}$
Ускорение линейное	м/с <sup>2</sup>	$1 \text{ in/s}^2 = 25,4 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}^2$ $1 \text{ ft/s}^2 = 0,3048 \text{ м/с}^2$
Частота	Гц	$1 \text{ Гц} = 1 \text{ с}^{-1} = 60 \text{ мин}^{-1}$
Энтальпия удельная	Дж/кг	$1 \text{ ккал/кг} = 1 \text{ кал/г} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ $1 \text{ BTU/lb} = 2326 \text{ Дж/кг}$
Энтропия удельная	Дж/(кг·К)	$1 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}) = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ $1 \text{ BTU}/(\text{lb} \cdot \text{degF}) = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

**ТАБЛИЦА LIV. Наиболее распространенные теплоносители  
(хладоагенты)**

Теплоносители (хладоагенты)	Рабочие условия в установках с теплоносителем (хладоагентом)	
	температура, °C	абсолютное давление, ат
Гелий	До -272	До 1
Водород	До -257	До 10
Азот, кислород, воздух	До -210	До 200
Метан	От -100 до -160	До 40
Этан, этилен, фреоны	От -70 до -150	До 40
Фреоны 12 и 22, аммиак, диоксид серы и диоксид углерода	От 0 до -70	До 15
Этиленгликоль	От 0 до -65	1
Рассол хлорида кальция	От 0 до -50	1
Фреоны 11, 21, 113, 114	От 0 до -10	До 3
Вода	От 0 до 100	1
	От 100 до 374	От 1 до 225
Насыщенный водяной пар	От 0 до 250	От 1 до 40
Газойль (из парафинистых нефтей)	От 200 до 300	1
Дифенил, оксид дифенила, дифе- нильная смесь (ВОТ – высокотемпе- ратурный органический теплоноси- тель)	От 260 до 350	От 1 до 6
Силиконы (кремнийорганические высокомолекулярные соединения)	320	1
Ртуть (используется в исключи- тельных случаях)	От 355 до 500	От 1 до 9
Сплав свинца с сурьмой и оловом	400	1
Плав HTS (40 % $\text{NaNO}_2$ , 7 % $\text{NaNO}_3$ и 53 % $\text{KNO}_3$ )	От 150 до 530	1
Дымовые газы	От 420 до 1000	1
Твердые теплоносители (шамот, алунд и др.)	До 1500	1
Газы при электрическом разряде в них	До 3500	1

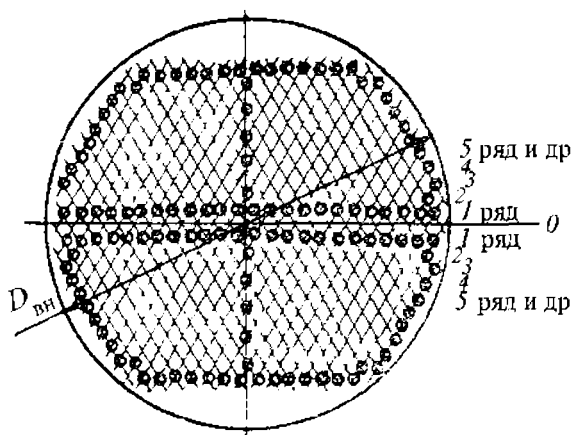


Рис. I. Расположение отверстий в трубных решетках двухходового кожухотрубчатого теплообменника

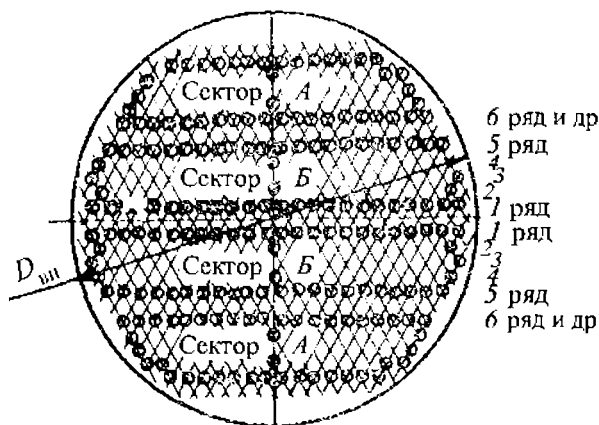


Рис. II. Расположение отверстий в трубных решетках четырехходового кожухотрубчатого теплообменника



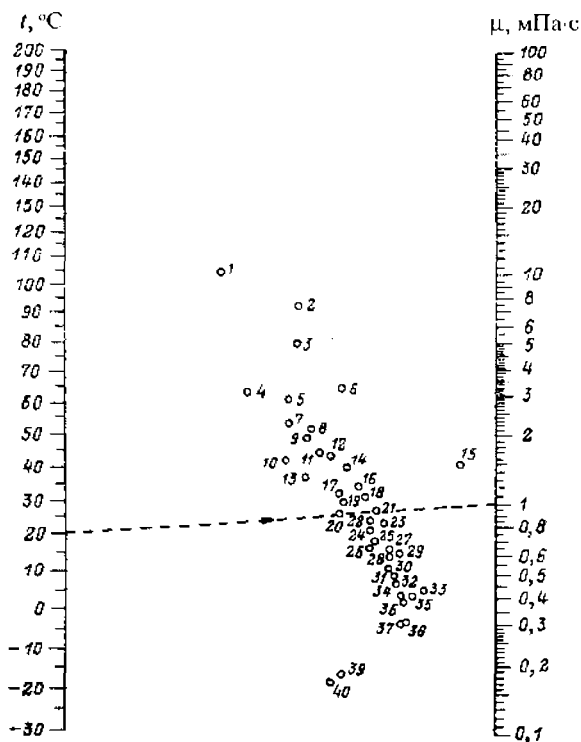


Рис. III. Номограмма для определения динамической вязкости жидкостей при различных температурах

Жидкость	№ точки	Жидкость	№ точки
Амидовый спирт	17	Серная кислота	
Аммиак	39	111 %	2
Анилин	8	98 %	3
Ацетон	34	60 %	6
Бензол	25	Сероуглерод	33
Бутиловый спирт	11	Серы триоксид	35
Вода	20	Терпентин	16
Гексан	36	Толуол	27
Гептан	31	Углерода диоксид	40
Глицерин, 100 %	1	Углерода тетрахлорид	21
Глицерин, 50 %	7	Уксусная кислота	
Дизтиловый эфир	37	100 %	18
Метилацетат	32	70 %	12
Метиловый спирт		Фенол	5
100 %	26	Хлорбензол	22
90 %	24	Хлороформ	29
30 %	13	Этилацетат	30
Нафталин	9	Этиленгликоль	4
Нитробензол	14	Этиленхлорид	23
Октан	28	Этиловый спирт	
Пентан	38	100 %	19
Ртуть	15	49 %	10

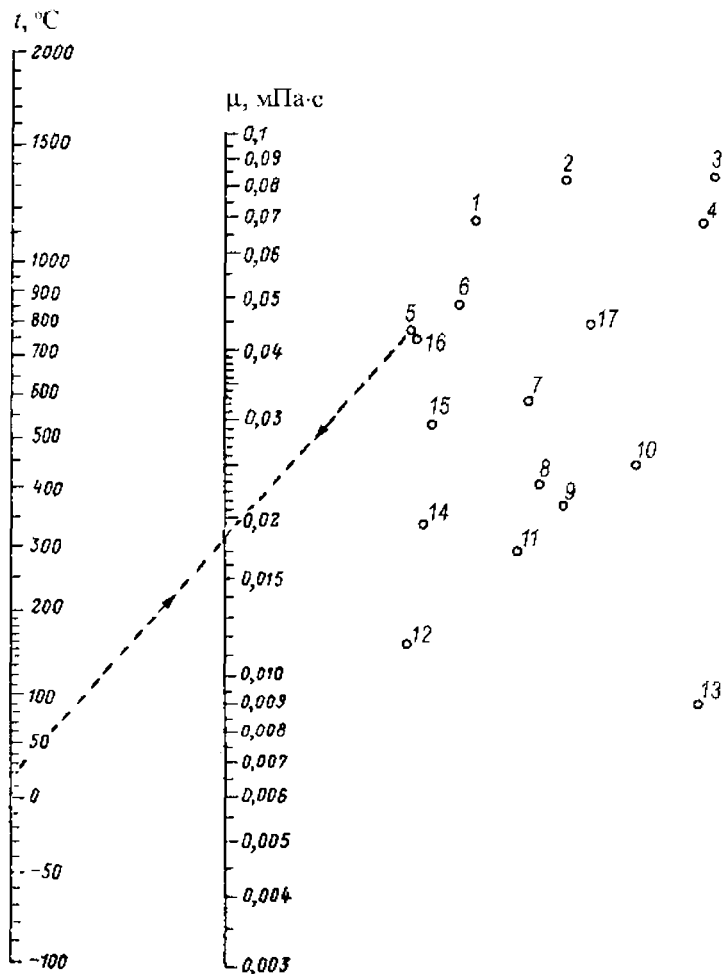


Рис. IV. Номограмма для определения динамической вязкости газов при  $p = 1 \text{ атм}^*$ :

1 -  $\text{O}_2$ ; 2 -  $\text{NO}$ ; 3 -  $\text{CO}_2$ ; 4 -  $\text{HCl}$ ; 5 - воздух; 6 -  $\text{N}_2$ ; 7 -  $\text{SO}_2$ ; 8 -  $\text{CH}_4$ ; 9 -  $\text{H}_2\text{O}$ ; 10 -  $\text{NH}_3$ ; 11 -  $\text{C}_2\text{H}_6$ ; 12 -  $\text{H}_2$ ; 13 -  $\text{C}_6\text{H}_6$ ; 14 -  $9\text{H}_2 + \text{N}_2$ ; 15 -  $3\text{H}_2 + \text{N}_2$ ; 16 -  $\text{CO}$ ; 17 -  $\text{Cl}_2$ .

Пересчет в СИ:  $1 \text{ атм} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 101\,325 \text{ Па}$

\* С допустимым приближением данными номограммы можно пользоваться и при давлении порядка нескольких атмосфер

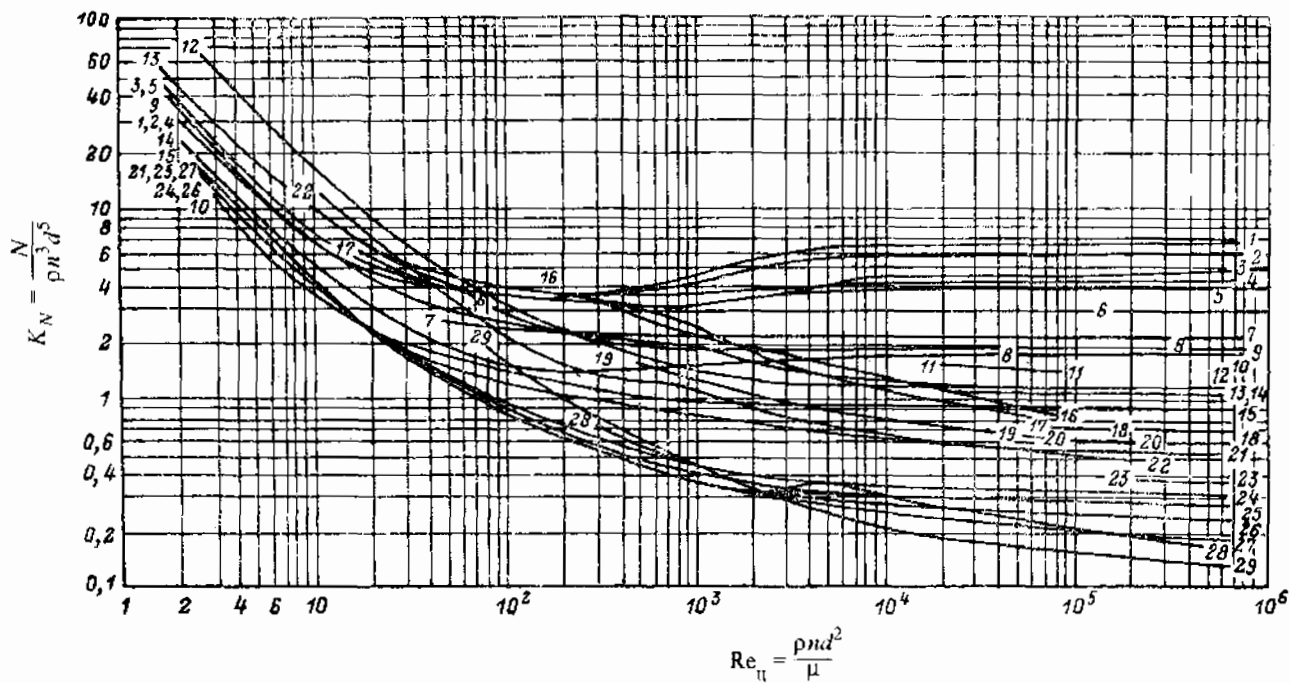


Рис. V. Зависимость критерия мощности, потребляемой механическими мешалками, от критерия Рейнольдса:

# Рис. V. (продолжение)

1 - открытая турбинная мешалка с шестью прямыми вертикальными лопатками ( $b = 0,20d_m$ ;  $l = 0,25d_m$ ) при  $D/d_m = 3$  в сосуде с четырьмя перегородками ( $B/d_m = 0,17$ ); 2 - турбинная мешалка типа 1 при  $B/d_m = 0,10$ ; 3 - открытая турбинная мешалка с шестью изогнутыми вертикальными лопатками ( $b = 0,20d_m$ ;  $l = 0,25d_m$ ) при  $D/d_m = 3$  в сосуде с четырьмя перегородками ( $B/d_m = 0,10$ ); 4 - турбинная мешалка типа 1 при  $B/d_m = 0,04$ ; 5 - открытая турбинная мешалка с шестью стреловидными лопатками ( $b = 0,20d_m$ ;  $l = 0,25d_m$ ) при  $D/d_m = 3$  в сосуде с четырьмя перегородками ( $B/d_m = 0,10$ ); 6 - односторонняя радиально-дисковая мешалка с шестью прямыми вертикальными лопатками ( $b = 0,10d_m$ ;  $l = 0,35d_m$ ) снизу диска при  $D/d_m = 2,5$  в сосуде с четырьмя перегородками ( $B/d_m = 0,25$ ); 7 - радиальная турбинная мешалка с шестнадцатью лопатками со статором в сосуде без перегородок; 8 - двухлопастная мешалка с прямыми вертикальными лопатками ( $b = 0,25d_m$ ) при  $D/d_m = 4,35$  в сосуде с тремя перегородками ( $B/d_m = 0,11$ ); 9 - восьмилопастная мешалка с прямыми лопастями ( $b = 0,25d_m$ ) под углом  $45^\circ$  при  $D/d_m = 3$  в сосуде с четырьмя перегородками ( $B/d_m = 0,10$ ); 10, 11 - закрытая турбинная мешалка с шестью лопатками со статором при  $D/d_m = 2,4$  в сосуде без перегородок; 12 - турбинная мешалка, сходная с типом 11 при  $D/d_m = 3$  в сосуде без перегородок; 13 - турбинная мешалка типа 12, без статора, при  $D/d_m = 3$  в сосуде с четырьмя перегородками ( $B/d_m = 0,10$ ); 14 - турбинная мешалка типа 1 в сосуде без перегородок; 15 - трехлопастная пропеллерная мешалка  $s = 2d_m$  при  $D/d_m = 3$  в сосуде с четырьмя перегородками ( $B/d_m = 0,10$ ); 16 - четырехлопастная мешалка с лопастями ( $b = 0,25d_m$ ) под углом  $60^\circ$  при  $D/d_m = 3$  в сосуде без перегородок; 18 - трехлопастная мешалка (пропеллерная) типа 15, но при  $s = 1,33d_m$  и  $D/d_m = 16$  в сосуде с тремя перегородками ( $B/d_m = 0,06$ ); 19 - четырехлопастная мешалка типа 9 при  $D/d_m = 5,2$  в сосуде без перегородок; 20 - двухлопастная мешалка типа 8 при  $D/d_m = 3$  в сосуде без перегородок; 21 - трехлопастная пропеллерная мешалка типа 15 при  $D/d_m = 3,3$  в сосуде без перегородок; 22 - четырехлопастная мешалка типа 9 (такая же, как 19) при  $D/d_m = 2,4+3,0$  в сосуде без перегородок; 23 - трехлопастная пропеллерная мешалка типа 15 при  $s = 1,04d_m$  и  $D/d_m = 9,6$  в сосуде с тремя перегородками ( $B/d_m = 0,06$ ); 24 - то же при  $s = d_m$  и  $D/d_m = 3$  в сосуде с четырьмя перегородками ( $B/d_m = 0,10$ ); 25 - то же при  $s = 1,04d_m$  и  $D/d_m = 4,5$  в сосуде без перегородок; 26 - то же при  $s = d_m$  и  $D/d_m = 3$  в сосуде без перегородок; 27 - то же при  $s = 1,05d_m$  и  $D/d_m = 2,7$  в сосуде без перегородок; 28 - то же при  $s = d_m$  и  $D/d_m = 3,8$  в сосуде без перегородок; 29 - двухлопастная мешалка типа 8 с узкими лопастями  $b = (0,13+0,17)d_m$  при  $D/d_m = 1,1$  в сосуде без перегородок.

Обозначения, принятые для характеристики мешалок:  $D$  - диаметр сосуда;  $d_m$  - диаметр мешалки;  $b$  - ширина лопасти мешалки;  $l$  - длина лопасти;  $B$  - ширина перегородки;  $s$  - шаг пропеллерной мешалки

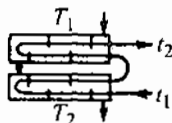
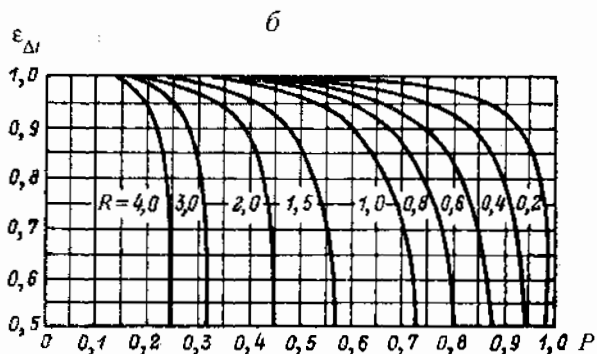
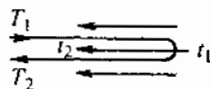
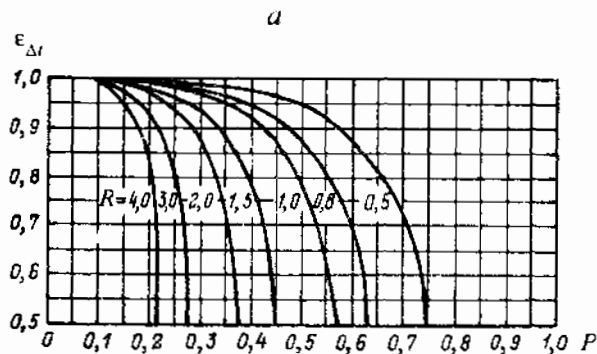


Рис. VI. Поправочные коэффициенты  $\epsilon_{\Delta t}$  для смешанного тока в многоходовых кожухотрубчатых теплообменниках:

*a* – с одним ходом в межтрубном пространстве и двумя, четырьмя, шестью и более ходами в трубном пространстве; *б* – с двумя ходами в межтрубном пространстве с поперечными перегородками и четырьмя ходами в трубном пространстве:  
 $P = (t_2 - t_1)/(T_1 - t_1)$ ,  $R = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$

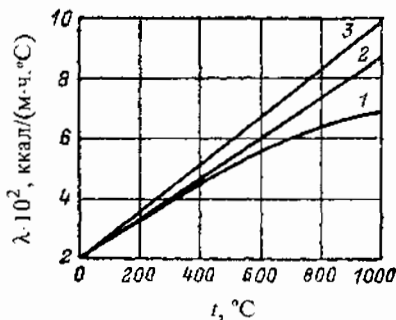
Рис. VII. Теплопроводность топочных газов

Состав топочных газов (объемная доля), %:  
 $\text{CO}_2$  – 13;  $\text{O}_2$  – 5;  $(\text{N}_2 + \text{H}_2\text{O})$  – 82

Объемная доля водяного пара, %: 1 – 0;  
 2 – 15; 3 – 20

Пересчет в СИ:

1 ккал/(м·ч·°C) = 1,163 Вт/(м·K)



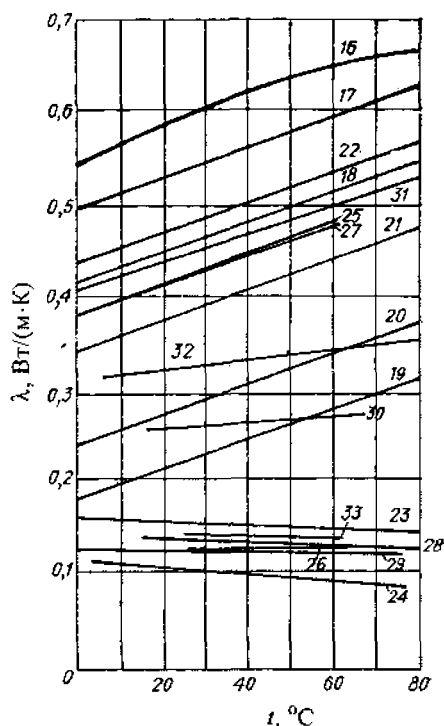
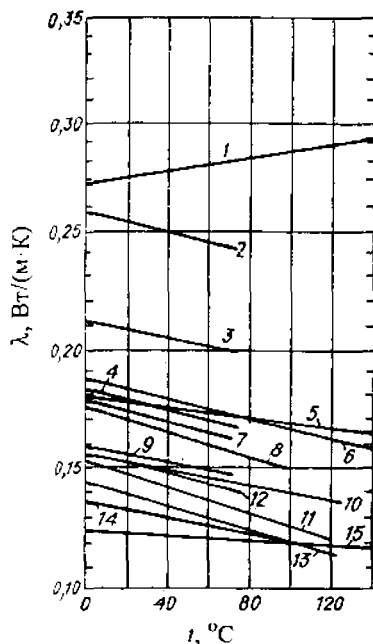


Рис. VIII. Теплопроводность жидкостей

Вещество	№ кривой	Вещество	№ кривой
Аммиак	31	Муравьиная кислота	2
Анилин	6	Нитробензол	10
Ацетон	8	Октан	33
Бензол	11	Серная кислота, 98 %	30
Бутиловый спирт	9	Сероуглерод	23
Вазелиновое масло	15	Соляная кислота, 30 %	27
Вода	16	Тетрахлорид углерода	24
Гексан	26	Толуол	13
Глицерин		Уксусная кислота	7
безводный	1	Хлорид кальция, 25 %	17
50 %	25	Хлорид натрия, 25 %	18
Диэтиловый эфир	29	Этиловый спирт	
Изопропиловый спирт	12	100 %	4
Касторовое масло	5	80 %	19
Керосин	28	60 %	20
Ксилол	14	40 %	21
Метилловый спирт		20 %	22
100 %	3		
40 %	32		

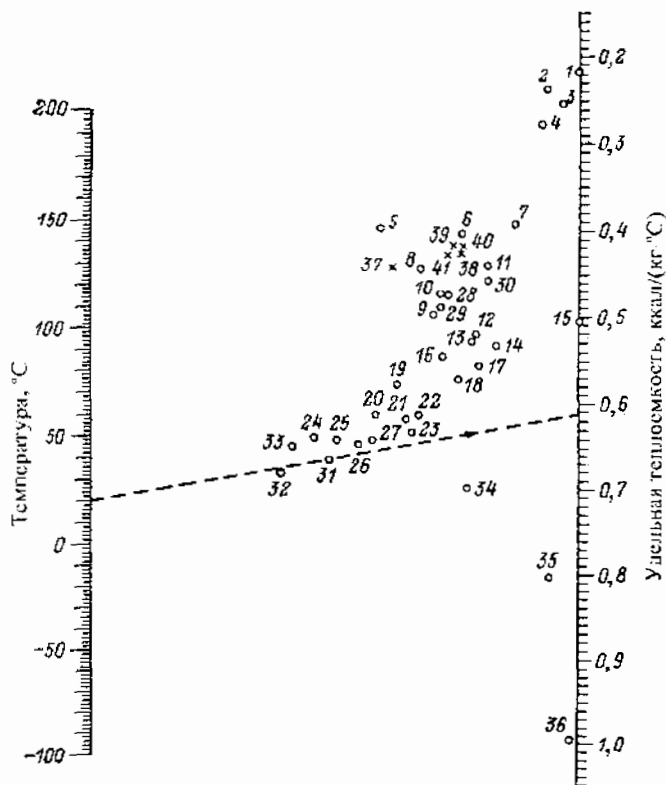


Рис. IX. Номограмма для определения удельной теплоемкости жидкостей

Вещество	№ точки	Вещество	№ точки
Амиллацетат	12	Пропиловый спирт	25
Анилин	14	Серная кислота, 100 %	7
Ацетон	18	Серовуглерод	4
Бензол	29	Соляная кислота, 30 %	26
Бутиловый спирт	24	Тетрахлорид углерода	2
Вода	36	Толуол (от -60 до 40 °C)	28
Гептан	19	Толуол (от 40 до 100 °C)	30
Глицерин	21	Уксусная кислота, 100 %	16
Дифенил	8	Хлорбензол	6
Диэтиловый эфир	17	Хлорид кальция, 25 %	34
Изобутиловый спирт	33	Хлорид натрия, 25 %	35
Изопентан	20	Хлороформ	3
Изопропиловый спирт		Этилацетат	13
от 0 до 50 °C	32	Этилбромид	1
от -50 до 0 °C	27	Этиленгликоль	22
o- и m-Ксилол	9	Этиловый спирт	31
n-Ксилол	10	Этилиодид	5
Метиловый спирт	23	Этилхлорид	11
Октан	15		

Пересчет в СИ:  $1 \text{ ккал}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C}) = 4,19 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$





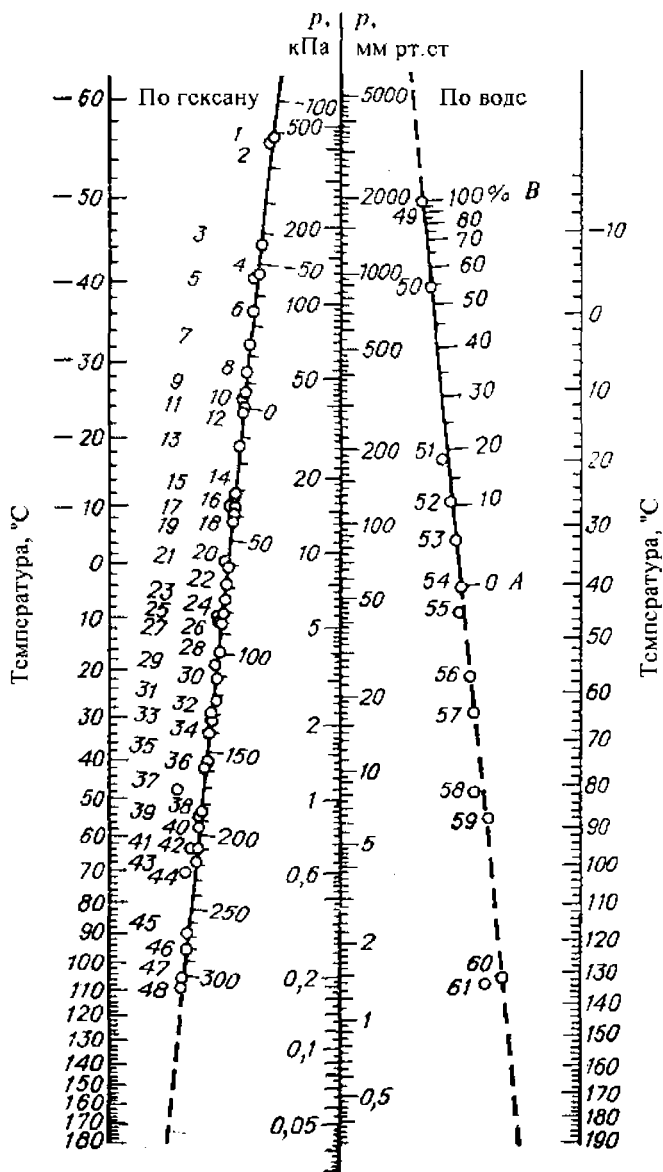


Рис. XI. Номограмма для определения давления насыщенного пара и температуры кипения жидкостей (продолжение на след. стр.)

Рис. XI (продолжение)

Вещество	№ точки	Вещество	№ точки	Вещество	№ точки
Аллен	6	1,2-Дихлорэтан	26	Пентан	17
Аммиак	49	Диэтиловый	15	Пропан	5
Анилин	40	эфир		Пропилен	4
Ацетилен	2	Изомасляная	57	Пропионовая	56
Ацетон	51	кислота		кислота	
Бензол	24	Изопрен	14	Ртуть	61
Бромбензол	35	Иодбензол	39	Тетралин	42
$\alpha$ -Бромнафталин	46	<i>m</i> -Крезол	44	Тетрахлорид	23
1,3-Бутадиен	10	<i>o</i> -Крезол	41	углерода	
Бутан	11	<i>m</i> -Ксилол	34	Толуол	30
$\alpha$ -Бутилен	9	Метиламин	50	Уксусная	55
$\beta$ -Бутилен	12	Метиленхлорид	19	кислота	
Бутиленгликоль	58	Метилмоносилиан	3	Фторбензол	27
Винилхлорид	8	Метиловый спирт	52	Хлорбензол	33
Вода	54	Метилформиат	16	Хлороформ	21
Гексан	22	Метилхлорид	7	Этан	1
Гептан	28	Пафталин	43	Этилацетат	25
Глицерин	60	$\alpha$ -Нафтол	47	Этилбромид	18
Декалин	38	$\beta$ -Нафтол	48	Этиленгликоль	59
Декан	36	Нитробензол	37	Этиловый спирт	53
Диоксан	29	Октан	31	Этилформиат	20
Дифенил	45	"	32*	Этилхлорид	13

Пересчет в СИ: 1 мм рт. ст. = 133,3 Па.

\* По другим данным.

Шкала А-В: массовая доля  $\text{NH}_3$  (в %) в водном растворе.



Рис. XII. Диаграмма ливейности для определения температуры кипения (по воде):

1 - диэтиловый эфир; 2 - сероуглерод; 3 - ацетон; 4 - хлороформ; 5 - тетрагидрофуран; 6 - бензол; 7 - толуол; 8 - хлорбензол; 9 - *o*-ксилол; 10 - бромбензол; 11 - бензальдегид; 12 - анилин



Рис. XIII. Диаграмма линейности для определения температуры кипения (по гексану):

1 — диэтиловый эфир; 2 — сероуглерод; 3 — хлороформ; 4 — тетрахлорид углерода; 5 — бензол; 6 — толуол

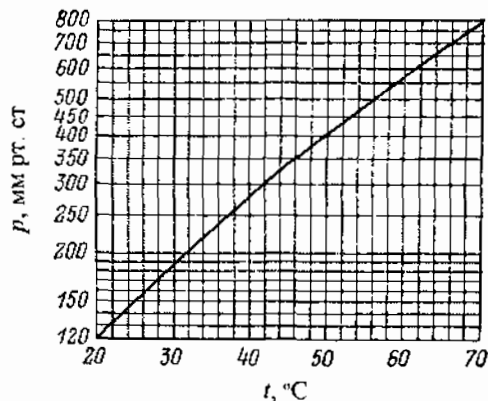


Рис. XIV. Зависимость давления насыщенного пара гексана от температуры

Пересчет в СИ: 1 мм рт. ст. = 133,3 Па

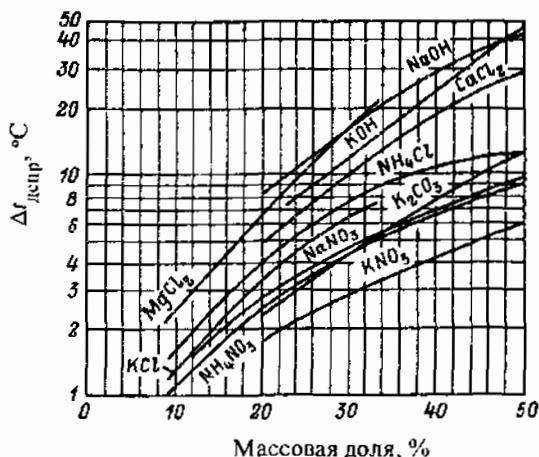


Рис. XV. Повышение температуры кипения водных растворов при атмосферном давлении в зависимости от состава



Рис. XVI. Растворимость солей в воде в зависимости от температуры

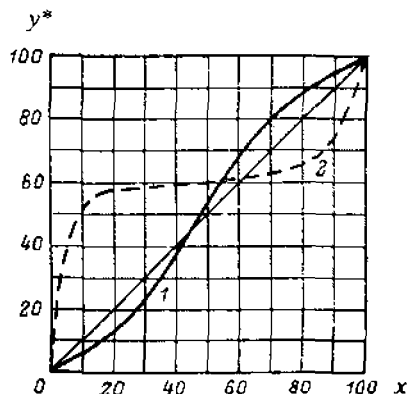
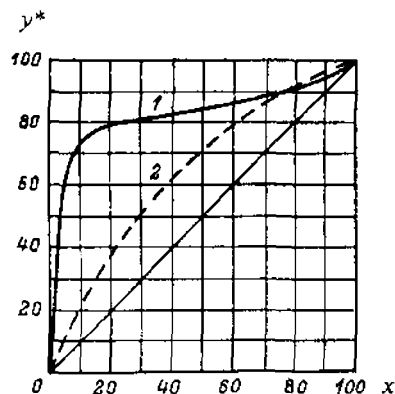


Рис. XVII. Кривые равновесия при  $P = 760$  мм рт. ст.:

1 – ацетон – вода; 2 – тетрагидрид углерода – толуол  
Пересчет в СИ: 760 мм рт. ст. = 1 атм = 101 300 Па

Рис. XVIII. Кривые равновесия (с азеотропной точкой) при  $P = 1$  атм:

1 – вода – муравьиная кислота; 2 – метанол – бензол  
Пересчет в СИ: 1 атм = 760 мм рт. ст. = 101 300 Па

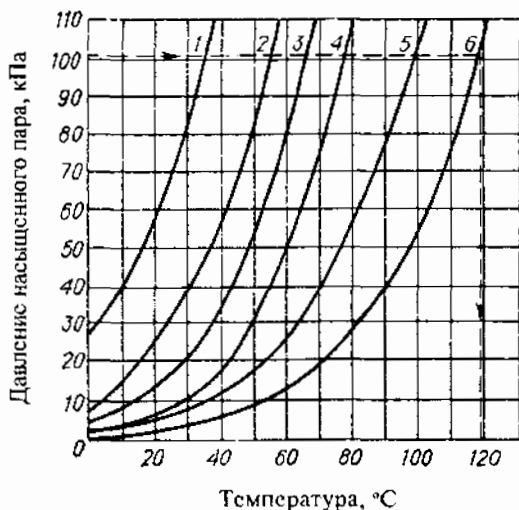


Рис. XIX. Давление насыщенного пара органических жидкостей в зависимости от температуры:

1 - диэтиловый эфир; 2 - ацетон; 3 - метанол; 4 - этанол; 5 - муравьиная кислота; 6 - уксусная кислота

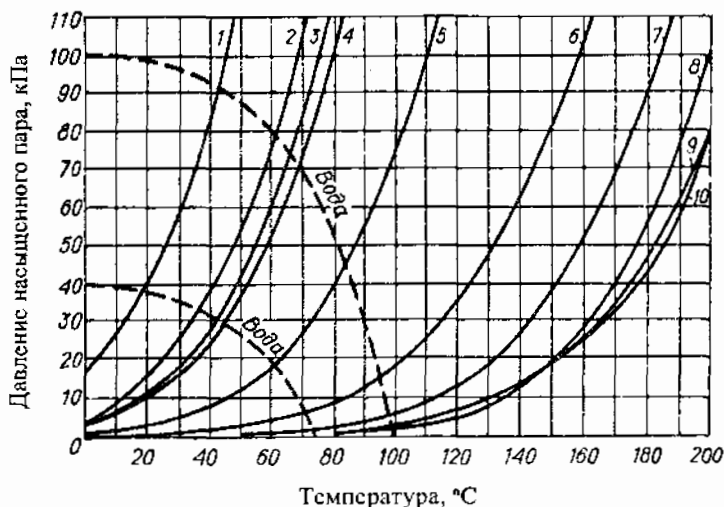
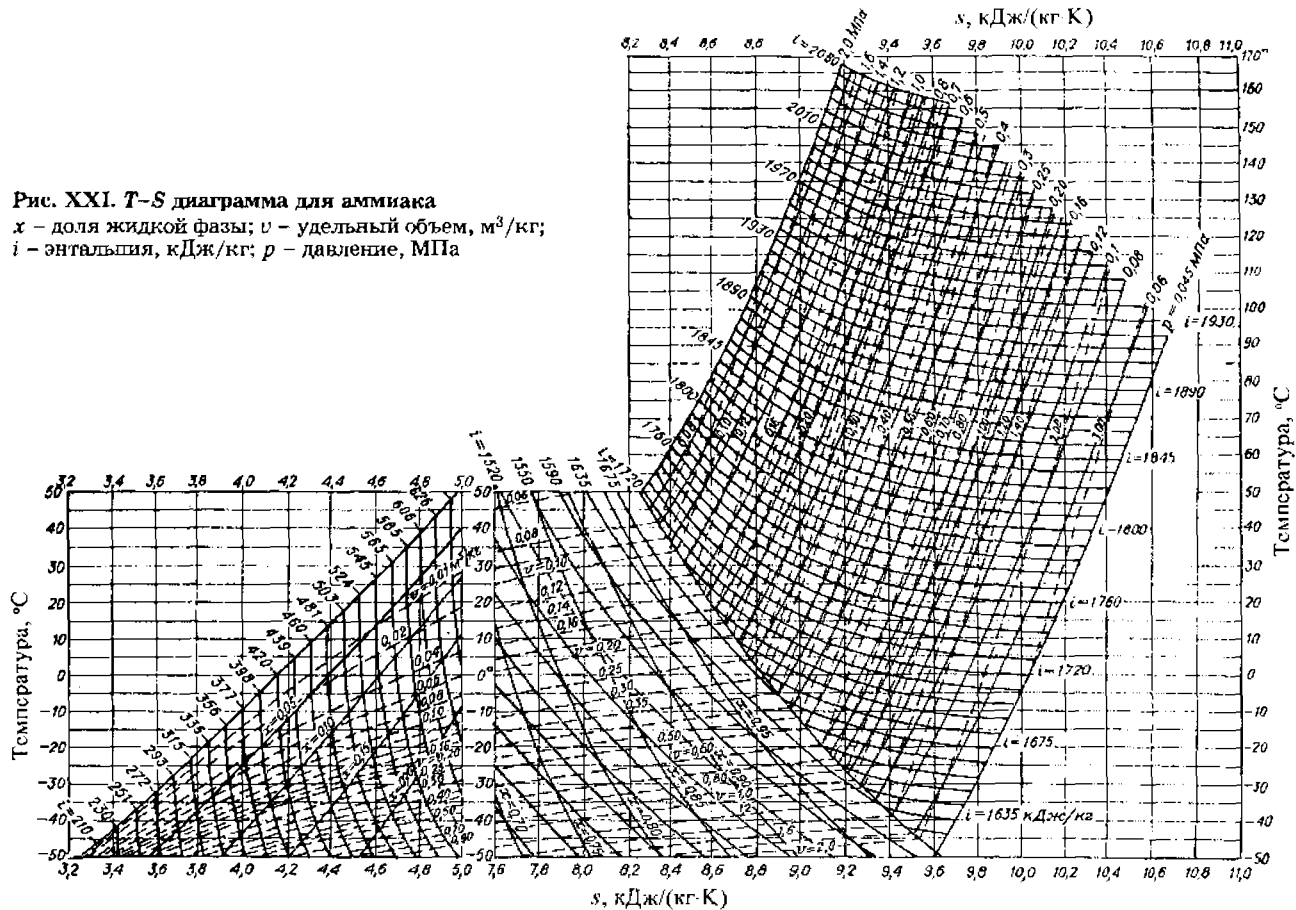


Рис. XX. Давление насыщенного пара органических жидкостей, не смешивающихся с водой, в зависимости от температуры:

1 - сероуглерод; 2 - гексан; 3 - тетрагидрид углерода; 4 - бензол; 5 - толуол; 6 - скипидар; 7 - анилин; 8 - крезол; 9 - нитробензол; 10 - нитротолуол

Рис. XXI.  $T$ - $S$  диаграмма для аммиака

$x$  – доля жидкой фазы;  $v$  – удельный объем,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  
 $i$  – энтальпия,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;  $p$  – давление, МПа



$i$ , кДж/кг

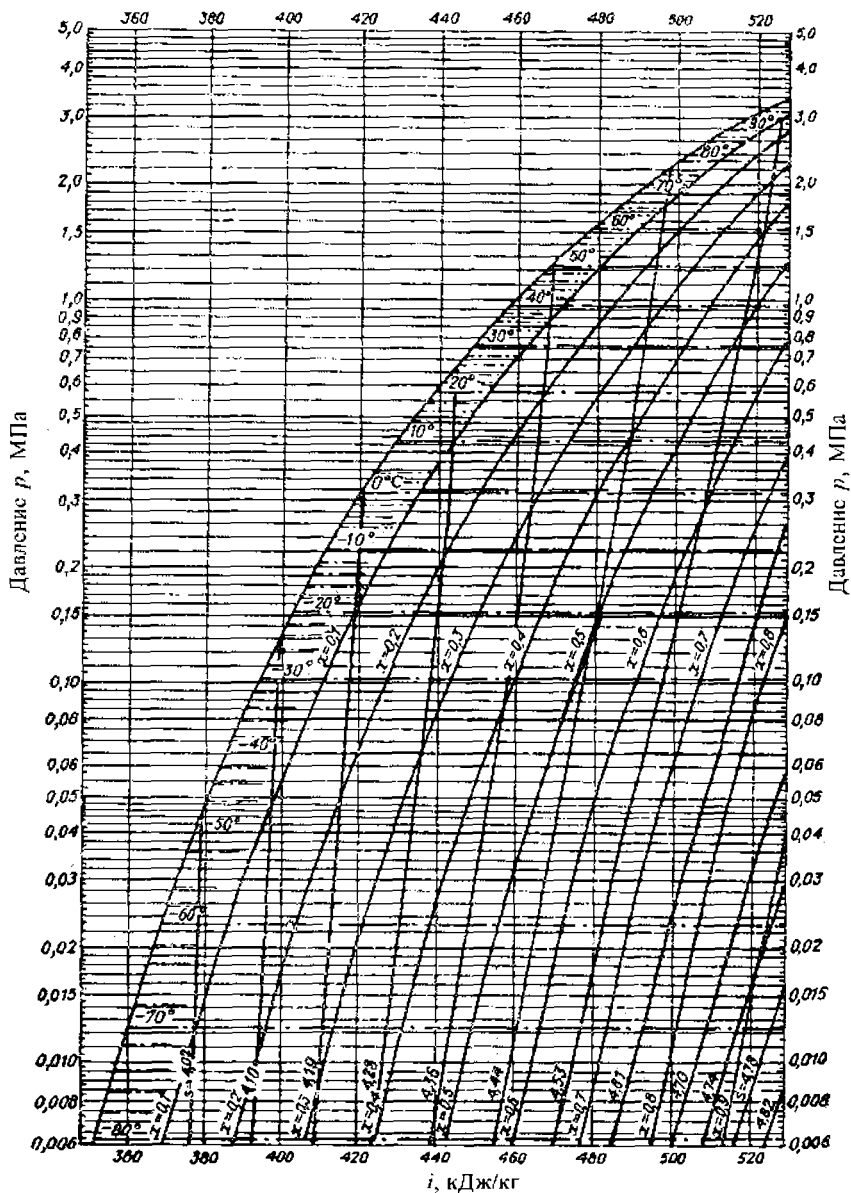


Рис. XXII.  $\lg p$ — $i$  диаграмма для дифтордихлорметана  
 $x$  — доля жидкой фазы

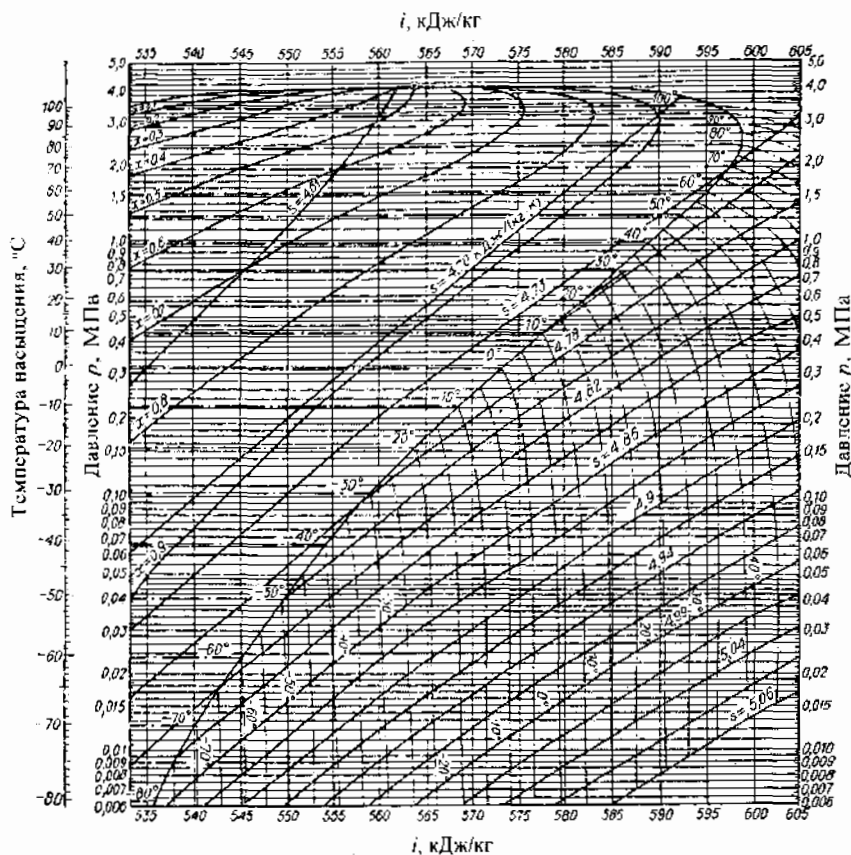
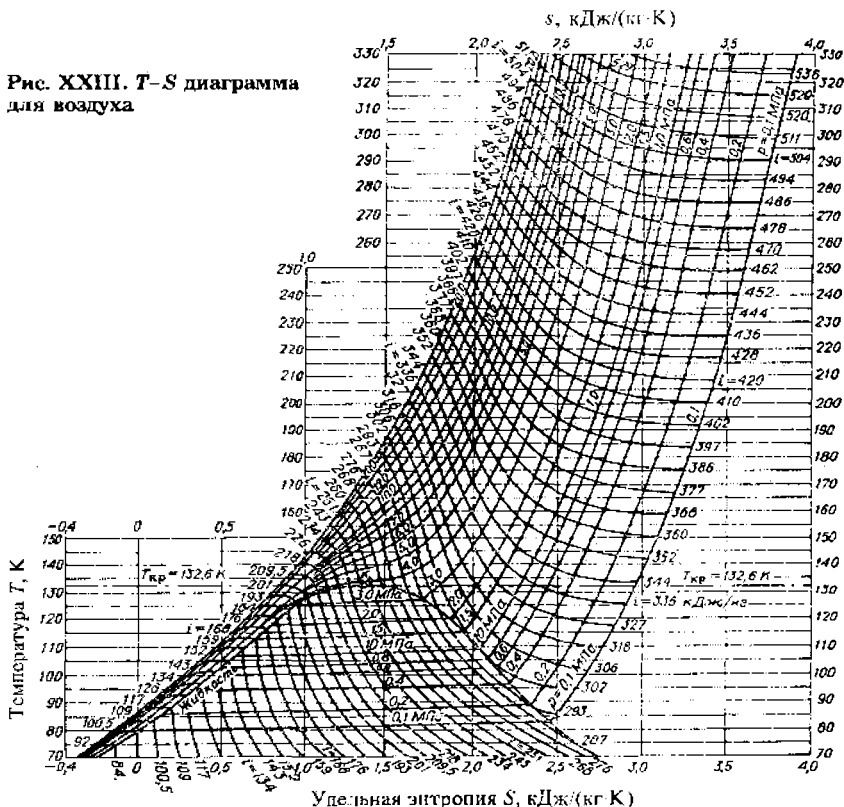


Рис. XXII (продолжение)



Рис. XXIII. T-S диаграмма  
для воздуха



### Атомные массы некоторых элементов

Точность последней цифры  $\pm 1$  или  $\pm 3$ , если она выделена мелким шрифтом.

Элемент	Сим-вол	Атомная масса	Элемент	Сим-вол	Атомная масса	Элемент	Сим-вол	Атомная масса
Азот	N	14,0067	Кальций	Ca	40,08	Радий	Ra	226,0254
Алюминий	Al	26,98154	Кислород	O	15,9994	Ртуть	Hg	200,5 <sub>3</sub>
Аргон	Ar	39,94 <sub>4</sub>	Кобальт	Co	58,9332	Свинец	Pb	207,2
Барий	Ba	137,33	Кремний	Si	28,085 <sub>5</sub>	Серебро	Ag	107,868
Бериллий	Be	9,01218	Криптон	Kr	83,80	Сера	S	32,06
Бор	B	10,81	Ксенон	Xe	131,30	Стронций	Sr	87,62
Бром	Br	79,904	Литий	Li	6,94 <sub>1</sub>	Сурьма	Sb	121,7 <sub>5</sub>
Ванадий	V	50,9415	Магний	Mg	24,305	Титан	Ti	47,90
Висмут	Bi	208,9804	Марганец	Mn	54,9380	Углерод	C	12,011
Водород	H	1,0079	Медь	Cu	63,54 <sub>6</sub>	Уран	U	238,02 <sub>9</sub>
Гелий	He	4,00260	Молибден	Mo	95,94	Фосфор	P	30,97376
Железо	Fe	55,84 <sub>7</sub>	Мышьяк	As	74,9216	Фтор	F	18,998403
Золото	Au	196,9665	Натрий	Na	22,98977	Хлор	Cl	35,453
Иод	I	126,9045	Никель	Ni	58,70	Хром	Cr	51,996
Кадмий	Cd	112,41	Олово	Sn	118,6 <sub>9</sub>	Цинк	Zn	65,38
Калий	K	39,098 <sub>3</sub>	Платина	Pt	195,0 <sub>8</sub>			

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
<b>Глава 1. Основы гидравлики</b>	<b>5</b>
Основные зависимости и расчетные формулы	6
Примеры	24
Контрольные задачи	68
Пример гидравлического расчета трубопровода	78
Примеры индивидуальных заданий	86
<b>Глава 2. Гидромеханика неоднородных систем</b>	<b>91</b>
Основные зависимости и расчетные формулы	95
Осаждение под действием силы тяжести	95
Фильтрация под действием разности давлений	98
Разделение под действием центробежной силы инерции	101
Гидродинамика псевдооживленного слоя	105
Перемешивание в жидкой среде	109
Примеры	110
Осаждение	110
Фильтрация	115
Разделение под действием центробежной силы инерции	118
Псевдооживленный слой	123
Перемешивание в жидкой среде	127
Контрольные задачи	130
Пример расчета барабанного вакуум-филтра	134
Пример расчета батареи циклонов	136
<b>Глава 3. Теплопередача</b>	<b>137</b>
Основные зависимости и расчетные формулы	138
Теплопроводность	139
Теплоотдача	141
Теплопередача в поверхностных теплообменных аппаратах	155
Нестационарная теплопроводность в твердых телах	160
Умеренное и глубокое охлаждение	162
Примеры	165
Контрольные задачи	204
Примеры индивидуальных заданий	213
Примеры расчетов теплообменных аппаратов	214
<b>Глава 4. Выпаривание. Кристаллизация</b>	<b>250</b>
Основные зависимости и расчетные формулы	251
Примеры	260
Контрольные задачи	277
Пример расчета трехкорпусной выпарной установки	282

<b>Глава 5. Основы массопередачи. Абсорбция</b>	<b>287</b>
Основные зависимости и расчетные формулы	289
Примеры	301
Контрольные задачи	320
Примеры индивидуальных заданий	324
<b>Глава 6. Перегонка и ректификация</b>	<b>326</b>
Основные зависимости и расчетные формулы	327
Примеры	334
Контрольные задачи	353
Пример расчета тарельчатой ректификационной колонны	358
<b>Глава 7. Экстрагирование</b>	<b>368</b>
Основные зависимости и расчетные формулы	368
Примеры	379
Контрольные задачи	397
<b>Глава 8. Адсорбция</b>	<b>401</b>
Основные зависимости и расчетные формулы	401
Примеры	407
Контрольные задачи	415
<b>Глава 9. Термическая сушка</b>	<b>417</b>
Основные зависимости и расчетные формулы	418
Примеры	426
Контрольные задачи	453
Пример расчета барабанной сушилки	457
Пример расчета сушилки с псевдоожиженным слоем	461
Пример расчета вальцовой сушилки	465
Ответы на контрольные задачи	467
<i>Рекомендуемая литература</i>	<b>475</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ</b>	<b>481</b>
<b>ТАБЛИЦЫ</b>	<b>481</b>
<b>ДИАГРАММЫ И НОМОГРАММЫ</b>	<b>524</b>